



Catarina Ribeiro Manta

Licenciada em Ciências da Engenharia Mecânica

Desenvolvimento e Otimização de Sistema de Elevação para Linha de Montagem no Setor Auto-

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Jorge Joaquim Pamies Teixeira, Professor Catedrático, FCT - UNL

Coorientador: João Nunes, Engenheiro Mecânico, RARI – Construções Metálicas, Engenharia, Projetos e Soluções Industriais, Lda.



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

setembro de 2015

Desenvolvimento e Otimização de Sistema de Elevação para Linha de Montagem no Setor Automóvel

Copyright © Catarina Ribeiro Manta, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Aos meus pais, que tudo fazem por mim.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de deixar o meu agradecimento ao meu orientador, Prof. Pamies Teixeira, pela orientação e por todo o apoio prestado, e à RARI que me proporcionou a realização deste trabalho.

Quero agradecer ao João Nunes, meu coorientador, e ao Vítor Albino, que há coisa de um ano atrás me disseram “sim” quando lhes propus realizar a minha Tese na empresa.

Ao João Nunes, bem como a todos os colegas da Engenharia da RARI, André Teles, Artur Borges, Fábio Vilelas, Pedro Regojo, Vítor Andrade, João do Ó, Joaquim Enes, quero agradecer a amizade, a ajuda prestada, o encorajamento e o apoio que sempre me deram, e continuam a dar, desde o primeiro dia. Um obrigado especial ao Artur que, dia após dia, se voltava para trás e perguntava “Então, que descobriste de novo?”. Obrigado pelas dicas.

Quero agradecer aos de “sempre”, Duarte Filipe, Ricardo Manso, André Teixeira, Diogo Marques, David Barbosa, pela partilha de bons momentos e de frustrações, não só nesta última fase como também durante estes 6 anos.

Ao Gonçalo, uma das pessoas mais importantes da minha vida: obrigado por me apoiares sempre, por me dizeres que sou capaz quando o cansaço me faz pensar o contrário, por partilhares comigo a conquista de mais esta etapa.

E por fim, porque “os últimos são os primeiros”, quero dizer o mais sincero OBRI-GADO aos meus pais por tudo aquilo que sempre fizeram por mim e por me terem ajudado a ser aquilo que sou hoje.

Resumo

A presente dissertação expõe o processo de estudo e otimização de um elevador de colunas, desenvolvido pela RARI, S.A. para uma unidade fabril da indústria automóvel cujo funcionamento apresentou, desde o início de operação, graves problemas de estabilidade, o que por sua vez comprometeu o correto funcionamento da linha onde estava inserido.

A falta de rigidez e consequentemente instabilidade da estrutura do elevador, foram analisadas neste trabalho do ponto de vista dinâmico, tendo em conta o peso próprio, cargas transportadas e a caracterização do movimento operacional, quer de ascensão quer de transferência da carga.

Deste estudo resultou um quadro de alterações, caracterizadas por melhorar consideravelmente o comportamento dinâmico do equipamento, tendo sempre por base os constrangimentos de viabilidade do processo construtivo do mesmo, traduzindo-se numa estrutura de simples fabricação e montagem.

A conclusão a que se chegou foi de que a estrutura resultante desta análise apresentará, quando fabricada e instalada no local, um comportamento mais linear e sem as oscilações adversas à integridade do equipamento e da correspondente linha de produção onde se insere.

O desenvolvimento desta tese revelou-se num estimulante desafio de engenharia, que permitiu, tanto a mim como à empresa, uma aprendizagem interessante e com aplicabilidade prática a curto e longo prazo.

Palavras-chave:

Linha de Montagem

Indústria Automóvel

Sistemas de Elevação

Estudo Dinâmico

Abstract

This thesis presents the case study and optimization of a lifter columns, developed by RARI, S.A. for the automotive industry whose action had, since the beginning of operation, serious problems of stability, which compromised a proper operation of the line where it was installed.

The lack of hardness and hence instability of the lifter structure, in this work were analysed from a dynamic perspective taking into account the own weight, loads carried and characterization of the operating motion, whether ascending or load transfer.

From this study resulted some changes, characterized by considerably improving the dynamic behaviour of the equipment, always based on the feasibility constraints of the construction process of the same, resulting in a simple manufacturing and assembly structure.

The conclusion reached was that the resulting structure of this analysis shall, when fabricated and installed on site, a more linear behaviour and without the adverse movements to the integrity of equipment and the corresponding production line where it's operated.

The development of this thesis proved to be a stimulating engineering challenge, which allowed both me and the company, an interesting learning and short and long-term practical applicability.

Keywords: Assembly Line
Automotive Industry
Lifting Systems
Dynamic Study

Índice

1	INTRODUÇÃO	1
2	ESTADO DA ARTE	3
2.1	INTRODUÇÃO	3
2.2	INDÚSTRIA AUTOMÓVEL.....	3
2.3	LINHA DE MONTAGEM	5
2.4	EQUIPAMENTOS	8
2.5	SÍNTESE DO CAPÍTULO	16
3	TRABALHO A REALIZAR	17
3.1	INTRODUÇÃO	17
3.2	ENQUADRAMENTO EMPRESARIAL	17
3.3	APRESENTAÇÃO DO TRABALHO A REALIZAR	19
3.4	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA E DAS NECESSIDADES	22
3.5	MÉTODOS DE ANÁLISE.....	22
3.5.1	<i>Análise Estática</i>	<i>24</i>
3.5.2	<i>Análise de Frequências.....</i>	<i>25</i>
3.6	ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO	25
3.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO	27
4	DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DO PROJETO.....	29
4.1	INTRODUÇÃO	29
4.2	DEMONSTRAÇÃO DA RELEVÂNCIA TÉCNICA DO PROBLEMA	29
4.3	ALTERAÇÕES EFETUADAS	36
4.4	ANÁLISE ESTÁTICA	43
4.5	VERIFICAÇÃO DINÂMICA.....	68
4.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO	81

5	CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO.....	83
5.1	INTRODUÇÃO.....	83
5.2	CONCLUSÕES	83
5.3	PROPOSTAS DE TRABALHO FUTURO.....	84
5.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	85

Índice de Figuras

FIGURA 2.1 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DE UMA LINHA DE MONTAGEM DINÂMICA.....	5
FIGURA 2.2 - DIAGRAMA DE PRECEDÊNCIAS DEMONSTRATIVO DA AFETAÇÃO DAS ATIVIDADES AOS POSTOS DE TRABALHO.....	6
FIGURA 2.3 - VARIANTES DE LINHAS DE MONTAGEM DE PRODUTOS [1].....	7
FIGURA 2.4 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UM TRANSPORTADOR DE CORRENTES [9].....	9
FIGURA 2.5 - DESENHO REPRESENTATIVO DE DUAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS DE MESAS DE ROLOS: A) COM FORRA DE PROTEÇÃO PARA CORREIAS; B) SEM FORRA DE PROTEÇÃO PARA CORREIAS [9].....	10
FIGURA 2.6 - DESENHO DE DUAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS PARA MESAS GIRATÓRIAS: A) COM MESA EXCÊNTRICA, PERMITINDO A ELEVAÇÃO DA CARGA; B) SOMENTE COM MESA DE ROLOS [9].....	10
FIGURA 2.7 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UMA MESA PIVOTANTE [9].	11
FIGURA 2.8 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UM <i>TRANSFER</i> [9].....	11
FIGURA 2.9 - DESENHO REPRESENTATIVO DE DUAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS PARA UM <i>SHUTTLE</i> : A) TRANSFERÊNCIA SEM ELEVAÇÃO DA CARGA; B) TRANSFERÊNCIA COM ELEVAÇÃO DA CARGA [9].	12
FIGURA 2.10 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UM MODELO DE BRAÇOS TELESCÓPICOS, DA MARCA MIAS [9].	12
FIGURA 2.11 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UMA MESA EXCÊNTRICA: A) MESA COMPLETA; B) SOMENTE O BASTIDOR INFERIOR, ONDE SE ENCONTRA O MECANISMO DOS EXCÊNTRICOS [9].....	13
FIGURA 2.12 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UM MODELO DE MESA ELEVATÓRIA TESOURA, DA MARCA FLEXLIFT [9].....	13
FIGURA 2.13 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UM POSSÍVEL CONFIGURAÇÃO DE ELEVADOR DE LINHA DE MONTAGEM AUTOMÓVEL [9].....	14
FIGURA 2.14 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UMA CONFIGURAÇÃO DE UMA ESTAÇÃO DE DIAGNÓSTICO DE <i>SKID</i> [9].	14
FIGURA 2.15 - DESENHO REPRESENTATIVO DE DUAS CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS PARA UMA ESTAÇÃO DE TROCA DE <i>SKID</i> : A) COM MESA EXCÊNTRICA; B) COM BRAÇOS TELESCÓPICOS [9].....	15
FIGURA 2.16 - DESENHO REPRESENTATIVO DE UMA CONFIGURAÇÃO DE UM EMPILHADOR-DESEMPILHADOR [9].....	15
FIGURA 3.1 - ELEVADOR ORIGINAL E IDENTIFICAÇÃO DOS SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES: A) COLUNAS-GUIA; B) PLATAFORMA DE TRANSPORTE; C) TRANSPORTADOR DE CORRENTES; D) SISTEMA DE MOTORIZAÇÃO [9].....	20
FIGURA 3.2 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DAS CONFIGURAÇÕES DE MOTORIZAÇÃO: A) TAMBOR MANDANTE NO TOPO DAS COLUNAS-GUIA; B) TAMBOR MANDANTE NAS COSTAS DAS COLUNAS-GUIA, PASSANDO AS CORREIAS POR VÁRIOS TAMBORES MANDADOS; C) TAMBOR MANDANTE NA BASE DAS COLUNAS-GUIA [9].	21
FIGURA 3.3 - IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES DA PLATAFORMA DE TRANSPORTE: A) CARRO; B) CADEIRA.	21
FIGURA 3.4 - FLUXOGRAMA DO PROCESSO PRODUTIVO DE UM COMPONENTE OU EQUIPAMENTO.	23

FIGURA 4.1 - REPRESENTAÇÃO DAS TRÊS POSIÇÕES DA PLATAFORMA DO ELEVADOR EM ESTUDO: A) POSIÇÃO MÍNIMA; B) POSIÇÃO INTERMÉDIA; C) POSIÇÃO MÁXIMA.....	31
FIGURA 4.2 - FIXAÇÕES DA ESTRUTURA: A) AO SOLO; B) À ESTRUTURA VERTICAL TRASEIRA.....	31
FIGURA 4.3 – ILUSTRAÇÃO REPRESENTATIVA DOS RESULTADOS RELATIVOS A TENSÕES DE VON MISES: A) POSIÇÃO MÍNIMA; B) POSIÇÃO INTERMÉDIA; C) POSIÇÃO MÁXIMA.....	32
FIGURA 4.4 – ILUSTRAÇÃO REPRESENTATIVA DOS RESULTADOS OBTIDOS, NA SIMULAÇÃO À PLATAFORMA DE TRANSPORTE, REFERENTES A TENSÕES.	33
FIGURA 4.5 – ILUSTRAÇÃO REPRESENTATIVA DOS RESULTADOS RELATIVOS A DESLOCAMENTOS: A) POSIÇÃO MÍNIMA; B) POSIÇÃO INTERMÉDIA; C) POSIÇÃO MÁXIMA.....	34
FIGURA 4.6 – ILUSTRAÇÃO REPRESENTATIVA DOS RESULTADOS RELATIVOS À DISTRIBUIÇÃO DO FATOR DE SEGURANÇA: A) POSIÇÃO MÍNIMA; B) POSIÇÃO INTERMÉDIA; C) POSIÇÃO MÁXIMA.	35
FIGURA 4.7 - APRESENTAÇÃO DAS ALTERAÇÕES EFETUADAS À ESTRUTURA DA PLATAFORMA DE TRANSPORTE ORIGINAL: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) PRIMEIRA ITERAÇÃO.....	37
FIGURA 4.8 - RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO REALIZADA À PRIMEIRA ITERAÇÃO: A) DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES; B) DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS.....	37
FIGURA 4.9 - APRESENTAÇÃO DAS ALTERAÇÕES À ESTRUTURA: A) PRIMEIRA ITERADA; B) SEGUNDA ITERADA.	38
FIGURA 4.10 - RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO REALIZADA À SEGUNDA ITERADA: A) DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES; B) DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS.....	39
FIGURA 4.11 - APRESENTAÇÃO DAS ALTERAÇÕES EFETUADAS À ESTRUTURA: A) SEGUNDA ITERADA; B) TERCEIRA ITERADA.	39
FIGURA 4.12 - RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO EFETUADA À TERCEIRA ITERADA: A) DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES; B) DISTRIBUIÇÃO DOS DESLOCAMENTOS.....	40
FIGURA 4.13 - APRESENTAÇÃO DAS ALTERAÇÕES EFETUADAS À ESTRUTURA: A) TERCEIRA ITERADA; B) QUARTA ITERADA.	41
FIGURA 4.14 - RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO À ESTRUTURA DA QUARTA ITERADA: A) DISTRIBUIÇÃO DAS TENSÕES; B) DISTRIBUIÇÃO DOS DESLOCAMENTOS.....	42
FIGURA 4.15 - APRESENTAÇÃO DAS ALTERAÇÕES EFETUADAS À ESTRUTURA: A) QUARTA ITERADA; B) SOLUÇÃO OTIMIZADA.....	42
FIGURA 4.16 - ESQUEMATIZAÇÃO DO PROBLEMA ESTATICO NUMA POSIÇÃO GENÉRICA.	49
FIGURA 4.17 – ESQUEMA DE ESFORÇOS RESULTANTES DO CARREGAMENTO DA PLATAFORMA DE TRANSPORTE [15].	49
FIGURA 4.18 - APRESENTAÇÃO DAS DIMENSÕES PRESENTES NO CÁLCULO DA FORÇA RADIAL EXERCIDA PELAS RODAS.	50
FIGURA 4.19 - ESQUEMATIZAÇÃO DO PROBLEMA ESTATICO: A) POSIÇÃO INFERIOR; B) POSIÇÃO INTERMÉDIA; C) POSIÇÃO SUPERIOR.	51
FIGURA 4.20 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO ESTATICA À ESTRUTURA DAS COLUNAS-GUIA, A 520 mm DO SOLO, SENDO: A) TENSÕES; B) DESLOCAMENTOS; C) FOS.....	53
FIGURA 4.21 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO ESTATICA À ESTRUTURA DOS COLUNAS-GUIA, A 3170 mm DO SOLO, SENDO: A) TENSÕES; B) DESLOCAMENTOS; C) FOS.....	55
FIGURA 4.22 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO ESTATICA À ESTRUTURA DAS COLUNAS-GUIA, A 5820 mm DO SOLO, SENDO: A) TENSÕES; B) DESLOCAMENTOS; C) FOS.....	57
FIGURA 4.23 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES, A 520 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.	58

FIGURA 4.24 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS, A 520 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	59
FIGURA 4.25 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE FOS, A 520 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	60
FIGURA 4.26 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES, A 3170 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	61
FIGURA 4.27 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS, A 3170 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	62
FIGURA 4.28 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE FOS, A 3170 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	63
FIGURA 4.29 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES, A 5820 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	64
FIGURA 4.30 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE DESLOCAMENTOS, A 5820 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	65
FIGURA 4.31 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE FOS, A 5820 mm DO SOLO, ENTRE: A) ESTRUTURA ORIGINAL; B) NOVA ESTRUTURA.....	66
FIGURA 4.32 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE OSCILAÇÕES NO PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO, NAS TRÊS POSIÇÕES: A) 520 mm ; B) 3170 mm ; C) 5820 mm	71
FIGURA 4.33 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE OSCILAÇÕES NO SEGUNDO MODO DE VIBRAÇÃO, NAS TRÊS POSIÇÕES: A) 520 mm ; B) 3170 mm ; C) 5820 mm	73
FIGURA 4.34 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE OSCILAÇÕES NO TERCEIRO MODO DE VIBRAÇÃO, NAS TRÊS POSIÇÕES: A) 520 mm ; B) 3170 mm ; C) 5820 mm	75
FIGURA 4.35 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE OSCILAÇÕES NO QUARTO MODO DE VIBRAÇÃO, NAS TRÊS POSIÇÕES: A) 520 mm ; B) 3170 mm ; C) 5820 mm	77
FIGURA 4.36 - COMPARAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE OSCILAÇÕES NO QUINTO MODO DE VIBRAÇÃO, NAS TRÊS POSIÇÕES: A) 520 mm ; B) 3170 mm ; C) 5820 mm	79

Índice de Tabelas

TABELA 3.1 - ESPECIFICAÇÕES DE FUNCIONAMENTO DO EQUIPAMENTO.....	26
TABELA 3.2 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO CARBONO DE CONSTRUÇÃO S235JR [8].....	27
TABELA 4.1 - TABELA RESUMO DA ANÁLISE ESTATICA.	67
TABELA 4.2 - TABELA RESUMO DOS VALORES OBTIDOS PARA O PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO.....	71
TABELA 4.3 - TABELA RESUMO DOS VALORES OBTIDOS PARA O SEGUNDO MODO DE VIBRAÇÃO.....	74
TABELA 4.4 - TABELA RESUMO DOS VALORES OBTIDOS PARA O TERCEIRO MODO DE VIBRAÇÃO.....	76
TABELA 4.5 - TABELA RESUMO DOS VALORES OBTIDOS PARA O QUARTO MODO DE VIBRAÇÃO.....	78
TABELA 4.6 - TABELA RESUMO DOS VALORES OBTIDOS PARA O QUINTO MODO DE VIBRAÇÃO.....	79

Nomenclaturas

a	Aceleração do movimento [m/s ²]
F	Força aplicada [N]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
m	Massa [kg]
T	Momento Torsor [N.m]
ρ	Distância entre o ponto de aplicação da força e o eixo do elemento [m]
τ	Tensão Tangencial [Pa]
A	Área [m ²]
t	Espessura da parede [m]
q	Fluxo de Corte [N/m]
M	Momento de uma força [N.m]
p	Distância entre o ponto de aplicação da força e o ponto interior da secção [m]
y	Distância à linha neutra [m]
σ	Tensão [Pa]
L	Comprimento da linha neutra [m]

ρ	Raio da curvatura da linha neutra [m]
θ	Ângulo ao centro [rad]
δ	Alongamento [m]
L'	Comprimento de um segundo arco [m]
ε	Extensão longitudinal
E	Módulo de Elasticidade [Pa]
I	Momento de Inércia da secção [m ⁴]
W	Módulo Elástico de Flexão [m ³]
c	Maior distância à linha neutra [m]
P	Carga aplicada [N]
x	Distância entre o ponto de aplicação da carga e a extremidade da viga encastrada [m]
Q	Carga aplicada [N]
L	Distância entre o ponto de amarração da plataforma e o centro da área de aplicação da carga [mm]
A	Distância vertical entre rodas [mm]
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima registada [Pa]
$\delta_{m\acute{a}x}$	Deslocamento máximo registado [Pa]
σ_{adm}	Tensão admissível [Pa]
σ_{Rot}	Tensão de Rotura [Pa]
Coef. Seg.	Coeficiente de Segurança
$[M]$	Matriz massa
$[C]$	Matriz amortecimento
$[K]$	Matriz Rigidez
$\{\ddot{x}(t)\}$	Vetor aceleração
$\{\dot{x}(t)\}$	Vetor velocidade

$\{x(t)\}$	Vetor deslocamento
$\{f(t)\}$	Vetor excitação
$[\bar{\omega}_r]$	Matriz das frequências naturais
$[\Psi]$	Matriz dos modos de vibração
ω	Frequência [Hz]
t	Tempo [s]
$\{F\}$	Vetor das forças de excitação
T	Período [s]
f	Frequência [Hz]

Siglas

CAE	Classificação das Atividades Económicas
DOF	Graus de Liberdade (<i>Degrees of Freedom</i>)
FAE	Análise por Elementos Finitos (<i>Finite Element Analysis</i>)
FEM	Método dos Elementos Finitos (<i>Finite Element Method</i>)
FOS	Fator de Segurança (<i>Factor of Safety</i>)
IMM	Indústrias Metalúrgicas e Metalomecânicas

1 Introdução

Com vista à evolução industrial e à solicitação de rápida resposta exigidas pela Indústria Automóvel, as linhas de montagem têm de possuir capacidade para cumprir com os tempos produtivos necessários para que se corresponda às exigências de mercado. É, então, importante que haja um rigoroso sincronismo no funcionamento dos diferentes equipamentos e que todos estejam corretamente dimensionados e projetados, para que não ocorram interferências temporais nem desperdícios de tempo produtivo. A motivação para a realização desta Dissertação foi de encontro com a necessidade de resolução de um problema no funcionamento de um sistema de elevação. Era necessário dar resposta e encontrar a causa para fortes oscilações sentidas no equipamento, quando em movimento. Estas oscilações provocavam a necessidade de tempo de espera para que o equipamento estabilizasse e, assim, fosse possível executar a transferência da carga. Esta necessidade foi acrescida pelo facto de se verificarem danos no equipamento, provocados pelas referidas oscilações. Tais acontecimentos motivaram um estudo aprofundado do equipamento em questão, o seu desenvolvimento e otimização.

A presente Dissertação encontra-se estruturada em cinco capítulos, ao longo dos quais se vai fazendo referência a todas as matérias tratadas.

No Capítulo 2 encontra-se feita uma contextualização industrial baseada na pesquisa bibliográfica efetuada acerca dos temas abordados neste trabalho, apresentando-se uma hierarquia de conceitos entre a Indústria Automóvel, as suas linhas de montagem e os equipamentos que as constituem.

No Capítulo 3 apresenta-se o trabalho a realizar e é feito um enquadramento acerca da empresa no seio da qual este trabalho se desenvolveu. Na secção 3.4 são descritos o

problema e as necessidades empresariais que encadearam a realização deste trabalho. Na secção 3.5 são apresentados os métodos de análise, a Análise Estática e a Análise de Frequências realizadas recorrendo ao módulo Simulation do SolidWorks, e é realizada a sua descrição segundo fundamentos teóricos pesquisados. E por fim, na secção 3.6 são demonstradas as especificações técnicas e científicas do sistema de elevação em estudo.

No Capítulo 4 é apresentado o desenvolvimento o projeto e é feita a respetiva análise. Na secção 4.2 procede-se à demonstração da relevância do problema a resolver através da sua análise e avaliação técnica. Na secção 4.3 apresentam-se as alterações efetuadas ao equipamento original que proporcionaram a realização deste estudo. Finalmente, nas secções 4.4 e 4.5 apresentam-se a análise estática e a verificação dinâmica, respetivamente, efetuadas à nova solução para o equipamento em estudo.

Por fim, no Capítulo 5 descrevem-se as conclusões acerca do trabalho realizado e apresentam-se propostas para trabalhos futuros.

2 Estado da Arte

2.1 Introdução

Este capítulo tem como principal objetivo o enquadramento industrial do âmbito desta Dissertação.

Será feita uma cadeia hierárquica de “conceitos” entre Indústria Automóvel e Linha de Montagem, passando pela descrição dos equipamentos mais comuns de constituírem uma Linha de Montagem de Carroçarias.

Entre todas as ocupações na indústria moderna, nenhuma foi alvo de tamanha controvérsia como a de operador de linha de montagem, especialmente na linha de montagem final da Indústria Automóvel.

The Man on the Assembly Line

2.2 Indústria Automóvel

A indústria automóvel portuguesa é parte de uma indústria completamente globalizada, com uma cadeia de valor complexa, tanto do ponto de vista organizacional quanto tecnológico [3]. Esta, em geral, compreende um vasto leque de atividades entre a fabricação de veículos automóveis e a fabricação de componentes e acessórios para veículos automóveis [5].

Globalmente é um setor industrial com um papel chave nas economias. O automóvel é o elemento central da mobilidade de pessoas e bens, e a indústria automóvel é uma das mais importantes atividades industriais do mundo. Trata-se verdadeiramente de uma “indústria das indústrias”, ponto de confluência dos mais variados setores industriais [3]. Contudo, a situação económica deste setor depende de fatores como o poder de compra da sociedade e da facilidade/capacidade de acesso a crédito. Uma parte substancial da produção respeita a bens de investimento, o que torna o setor muito sensível à situação económica global e a crises económicas [5].

Foi no seio da indústria automóvel que, como em nenhuma outra, se viram refletidas grandes eras do desenvolvimento industrial, desde a produção em massa à “produção magra” (*lean production*), não esquecendo a origem da manufatura, e se aplicaram e desenvolveram práticas de gestão como a Gestão pela Qualidade Total [3].

Nos últimos cinquenta anos, a indústria automóvel reestruturou-se e reorganizouse no espaço global, com uma redistribuição de responsabilidades ao longo da cadeia de valor e com a aposta em novos mercados outrora fechados ao comércio internacional e ao investimento estrangeiro. Esta abrangência global é um dos principais elementos que caracterizam a indústria automóvel dos dias de hoje [3], que possui uma estrutura dominada por grupos de grandes empresas, suportados por parceiros e fornecedores que oferecem sistemas, peças e acessórios [5]. É uma indústria altamente competitiva mas sujeita a fortes especificidades de carácter regional, o que tem conduzido a mudanças estratégicas de fundo nos construtores de veículos e na estrutura de fornecedores [3].

A pressão para a obtenção de economias de escala, respondendo à pressão nos custos e à necessidade de assumir responsabilidades passadas pelos construtores, traduz-se numa indústria de fornecimentos dominada no topo da cadeia por mega fornecedores globais, com volumes de vendas a construtores na ordem dos 15 a 20 mil milhões de dólares por ano [3], dados publicados pela INTELI em 2005.

Uma vez que a indústria automóvel atingiu o seu ponto máximo de maturidade, a inovação surge como um fator crítico de sucesso [5]. Os fornecedores tendem a especializar as suas atividades em divisões de negócio associadas a sistemas e módulos do veículo, e são a mais importante fonte de inovação e desenvolvimento tecnológico no seio da indústria. Tenderão a crescer e a alargar a sua base de competências e capacidades na forma de redes flexíveis que gerirão globalmente, e onde abrirão espaço para o desenvolvimento de fornecedores de pequena e média dimensão [3].

O automóvel é hoje o produto de uma indústria global com uma cadeia de valor estruturada, embora não rigidamente hierarquizada, e faz parte do dia-a-dia das comunidades [3]. Num futuro próximo, a evolução da mobilidade terá por base as motorizações elétricas [5].

2.3 Linha de Montagem

De uma forma geral, o termo linha de montagem refere-se a uma montagem sequencial ligada por um qualquer mecanismo de movimentação de materiais [2].

Representando o culminar de séculos de trabalho, esta é utilizada num processo produtivo em série para que o produto em fabricação seja deslocado ao longo do posto de trabalho. A sua eficiência depende da combinação de quatro condições, que se têm mostrado indispensáveis ao desenvolvimento pleno de uma linha de montagem. São elas [1]:

- Componentes *standardizados*;
- Movimentos mecânicos;
- Equipamentos de precisão;
- Processos padronizados.

Na Figura 2.1 é esquematizada uma Linha de Montagem da Indústria Automóvel.

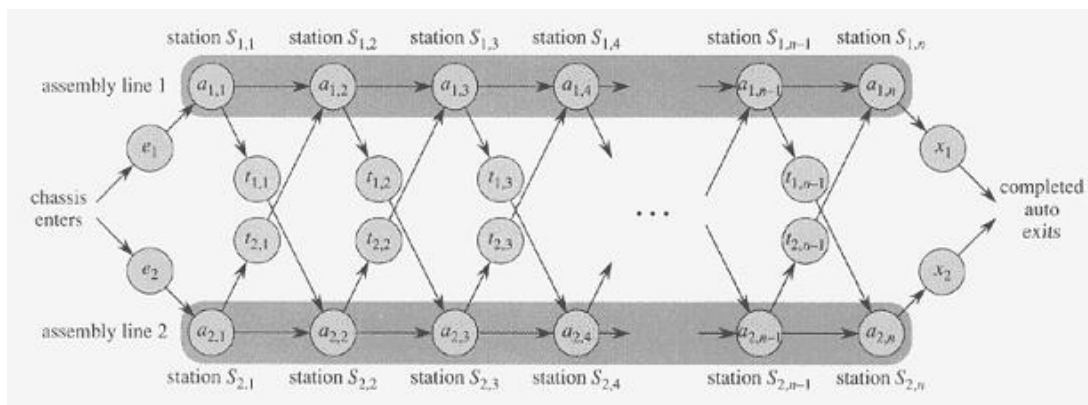


Figura 2.1 - Esquema representativo de uma linha de montagem dinâmica.

A linha de montagem dinâmica foi concebida por Henry Ford para a produção dos automóveis da marca Ford, em 1913 [2]. Ano que coincidiu com a revolução iniciada em Highland Park, onde foi criado o paradigma para a produção em massa [1]. Desde essa

data, é considerada uma das maiores invenções tecnológicas da era industrial, permitindo que se produzissem maiores quantidades, com tempos de ciclo particularmente curtos, refletindo-se em menores custos para o consumidor final [2]. Isto é, o principal objetivo do projeto de uma linha de montagem é promover a maximização do rácio entre o volume de saída e o custo. E é este o ponto de partida: sendo a montagem uma atividade estratégica nuclear, a conceção de uma linha de montagem configura um problema industrial de importância maior [1].

O conceito de linha de montagem consiste numa série de estações de trabalho interligadas entre si e distribuídas sequencialmente ao longo de um sistema transportador. Em cada posto de trabalho são executadas uma ou mais tarefas, normalmente seguindo um esquema de montagem pré-definido, onde estão previstos o tempo necessário para executar cada tarefa, um conjunto de relações de precedência que determina a sequência segundo a qual as tarefas devem ser executadas e um conjunto de restrições de zona que forçam ou impedem a afetação de tarefas diferentes ao mesmo posto de trabalho [1].

Na Figura 2.2 é apresentado um Diagrama de Precedências onde se podem identificar a afetação das tarefas desenvolvidas aos postos de trabalho. É também possível observar a gestão de tempos executada neste caso exemplificativo.

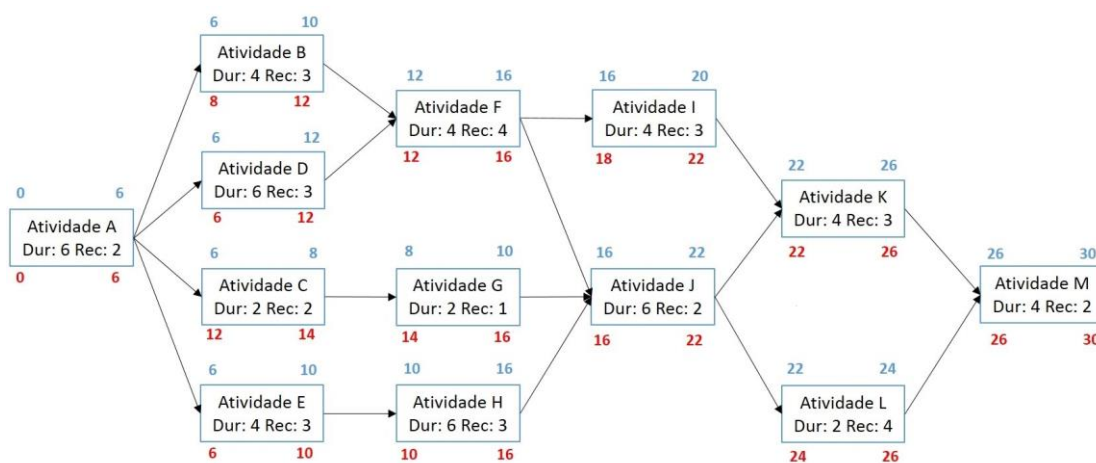


Figura 2.2 - Diagrama de Precedências demonstrativo da afetação das atividades aos postos de trabalho.

Para além do caudal produtivo e dos custos associados, das atividades de montagem dependem múltiplos fatores, como a qualidade final do produto montado ou o tempo de colocação do produto no mercado. A determinação de tempos de processamento, sequenciamento e afetação de tarefas aos postos de trabalho é feita para que os tempos de espera sejam mínimos, e as relações de precedência e as restrições de zona

respeitadas. Assim, são reduzidos custos e satisfaz-se a procura. Estes são parâmetros fundamentais nas fases de projeto e de equilibragem de linhas de montagem [1].

A dimensão do produto também influencia a conceção da linha de montagem. Se esta restringir o número de produtos existentes em cada posto de trabalho, pode afetar o desempenho do operador [2]. Ou seja, em função do produto a montar, conta-se com diferentes variantes de linhas de montagem, apresentadas na Figura 2.3, assim como de modelos de equilibragem, sendo estas [1]:

- *Single-Model Line*, quando um único produto é montado e sendo todas as unidades iguais entre si;
- *Mixed-Model Line*, quando são montados produtos diferentes numa ordem arbitrária;
- *Multi-Model Line*, quando é produzida uma sequência de lotes, cada um contendo unidades de um só modelo ou de um grupo semelhante de modelos, intermediados por operações de *set-up*.

As linhas projetadas para a montagem de um único produto são utilizadas sobretudo quando a procura é simultaneamente estável e elevada, justificando o investimento numa linha dedicada. Havendo registo de uma procura crescente por produtos com algum grau de personalização, aumenta a pressão no sentido da flexibilização dos sistemas de produção. A somar à linha de montagem de fluxo unidirecional, sequencial e concebida para montar um só produto, conta-se com uma variedade de opções, tendencialmente mais flexíveis. A montagem na Indústria Automóvel ilustra bem esta tendência [1].

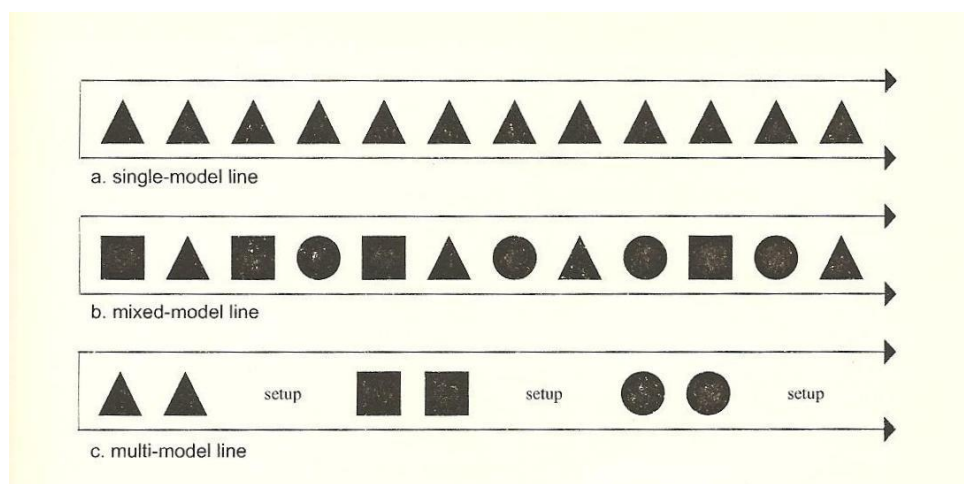


Figura 2.3 - Variantes de linhas de montagem de produtos [1].

Por sua vez, ao modo como maquinaria, equipamentos e material se dispõem numa determinada área de trabalho, designa-se *layout* [1].

Numa perspetiva sistemática, o problema do *layout* pode ser apresentado sob a forma de uma hierarquia de níveis de organização, conforme o grau de pormenor com que as instalações são consideradas. É possível, então, classificar um *layout* de acordo com quatro classes: *layout* posicional; *layout* do produto; *layout* por processo; e *layout* de processos contínuos. Uma linha de montagem automóvel classifica-se por um *layout* do produto, isto é, as instalações da linha dispõem-se de acordo com a sequência das operações de fabrico de um determinado produto ou grupo de produtos afins [7].

O tempo de processamento e a sua gestão têm fortes implicações organizacionais na montagem em linha. A extensão do ciclo de trabalho individual configura um dos mais importantes parâmetros para o planeamento e para a determinação da qualidade do trabalho em linha. A visão dominante é ainda a de que o tempo de ciclo clássico, com cerca de um minuto de duração, exerce influência positiva sobre os principais critérios de performance [1].

Torna-se relevante fazer um paralelismo entre “automatização da montagem” e “automatização da fabricação”. Com os importantes avanços alcançados ao nível da automatização das linhas de fabricação, a automatização da montagem vem-se tornando prática mais comum. Hoje o estado da tecnologia de montagem cobre um largo espectro de práticas, transversais a vários setores industriais, e inclui um misto de atividades manuais e automatizadas [1], como se verifica na Indústria Automóvel.

2.4 Equipamentos

Neste subcapítulo é importante referir e diferenciar os tipos de equipamentos habitualmente existentes numa Linha de Carroçarias (daqui em diante, designadas por *Bodies*) da Indústria Automóvel.

Nestas linhas, a carga, para além das elevadas dimensões, pode também ter uma massa na ordem dos 1000 kg, condicionando a conceção e a robustez dos equipamentos.

Dependendo da sua função no funcionamento da linha, por forma a fazer chegar o *skid* que suporta o *body* – designa-se de *skid* a estrutura metálica sobre a qual é transportada a carroçaria do automóvel – a todas as estações de trabalho, podem-se agrupar os equipamentos em quatro conjuntos: Sistemas de Transporte, Sistemas de Transferência, Sistemas de Elevação e Equipamentos Especiais.

Entende-se por:

- **Sistemas de Transporte**, aqueles que efetuam o transporte do *skid* ao longo da linha, sempre na mesma direção;
- **Sistemas de Transferência**, os que efetuam a mudança de direção do movimento do *skid*, para que este percorra toda a linha de montagem;
- **Sistemas de Elevação**, aqueles que deslocam o *skid* entre troços de linha, a diferentes alturas;
- **Equipamentos Especiais**, as combinações de diferentes equipamentos, conferindo a estes várias funcionalidade, como por exemplo, elevação e transferência.

Podem-se enumerar os equipamentos mais comuns de serem utilizados numa linha de *bodies*, agrupando-os pelas características funcionais apresentadas acima. Tem-se, então:

- **Sistemas de Transporte:**

- Transportadores: tratam-se de equipamentos que transportam o *skid* por meio do deslocamento de correntes. Como é mostrado na Figura 2.4, são semelhantes a uma mesa, sobre a qual o *skid* é movimentado. Podem ser de correntes metálicas, e correntemente conhecidos por *Cross Metallic Chain Conveyor*, ou de correntes plásticas, e aí são conhecidos por *Cross Plastic Chain Conveyor* [9].



Figura 2.4 - Desenho representativo de um transportador de correntes [9].

- Mesas de Rolos: são equipamentos que, também, efetuam o transporte do *skid*, mas desta vez por meio do movimento de rolos [9], como mostra a Figura 2.5.

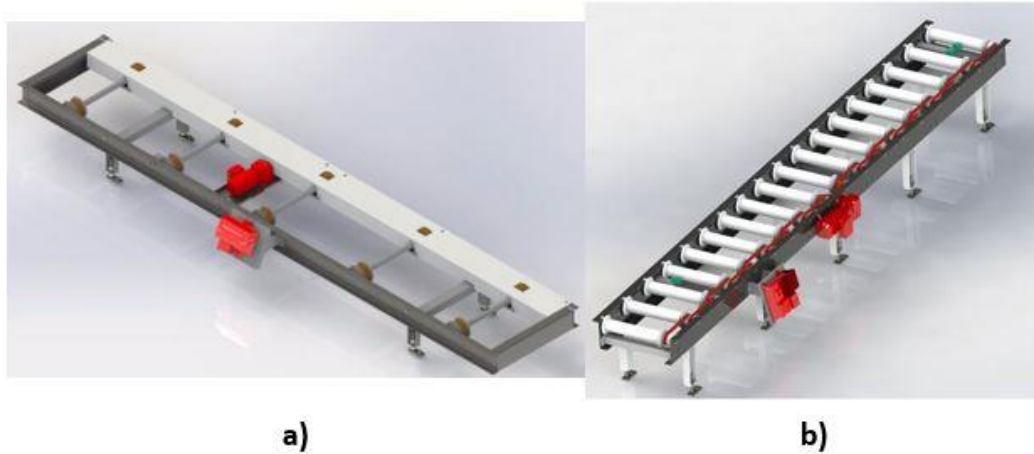


Figura 2.5 - Desenho representativo de duas configurações possíveis de mesas de rolos: a) com forra de proteção para correias; b) sem forra de proteção para correias [9].

- Sistemas de Transferência:

- Mesas Giratórias: tratam-se de mesas que efetuam um movimento de rotação sobre o seu ponto médio, permitindo assim a transferência do *skid* para diferentes direções da linha [9], tal como apresentado na Figura 2.6.



Figura 2.6 - Desenho de duas configurações possíveis para mesas giratórias: a) com mesa excêntrica, permitindo a elevação da carga; b) somente com mesa de rolos [9].

- Mesas Pivotantes: à semelhança das mesas giratórias, também estas transferem o *skid* para diferentes direções da linha, com a diferença de que o ponto de rotação é uma das suas extremidades [9]., como mostrado na Figura 2.7

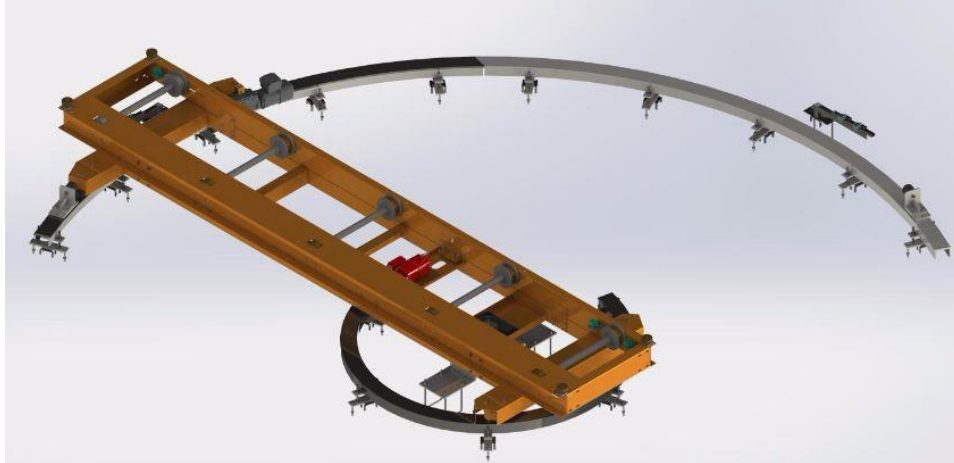


Figura 2.7 - Desenho representativo de uma mesa pivotante [9].

- Transfer: este equipamento, mostrado na Figura 2.8, tem o mesmo princípio de funcionamento que um transportador, com a ressalva de que é utilizado para efetuar a transferência do *skid* entre linhas paralelas [9].

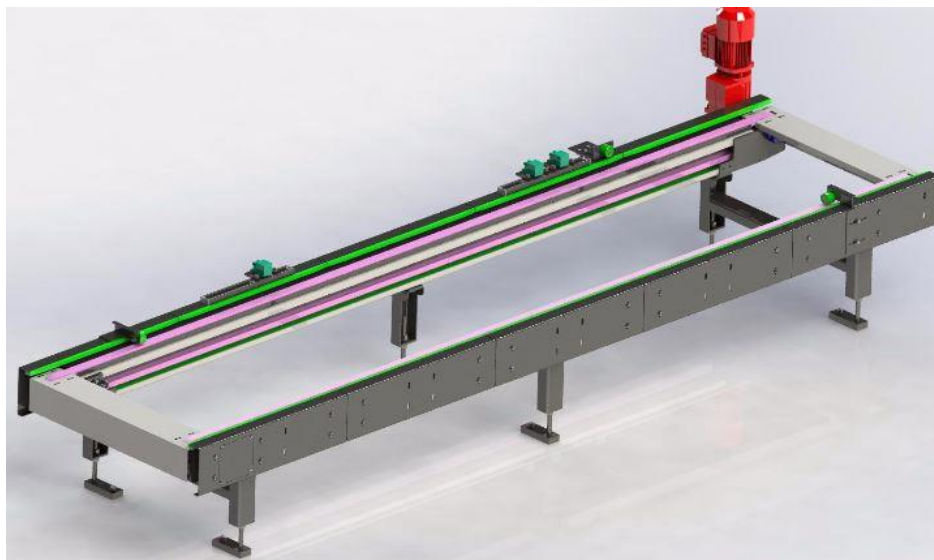


Figura 2.8 - Desenho representativo de um *transfer* [9].

- Shuttle: à semelhança de um *transfer*, é um equipamento que permite a transferência do *skid* entre linhas paralelas, com a ressalva que, em algumas

aplicações, pode permitir também a elevação do *skid*, isto é, trata-se de um equipamento passível de possuir diferentes configurações [9], como apresentadas na Figura 2.9.

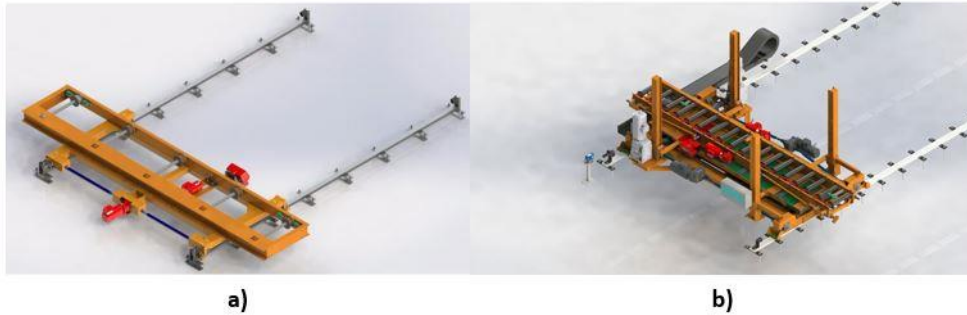


Figura 2.9 - Desenho representativo de duas configurações possíveis para um *shuttle*: a) transferência sem elevação da carga; b) transferência com elevação da carga [9].

- Braços Telescópicos: como o nome indica, trata-se nada mais de dois braços extensíveis. São utilizados para efetuar a transferência do *skid*, tipicamente sem que haja rotação, como mostra a Figura 2.10. Podem, no entanto, estar integrados em conjunto com outro equipamento que o permita [9].

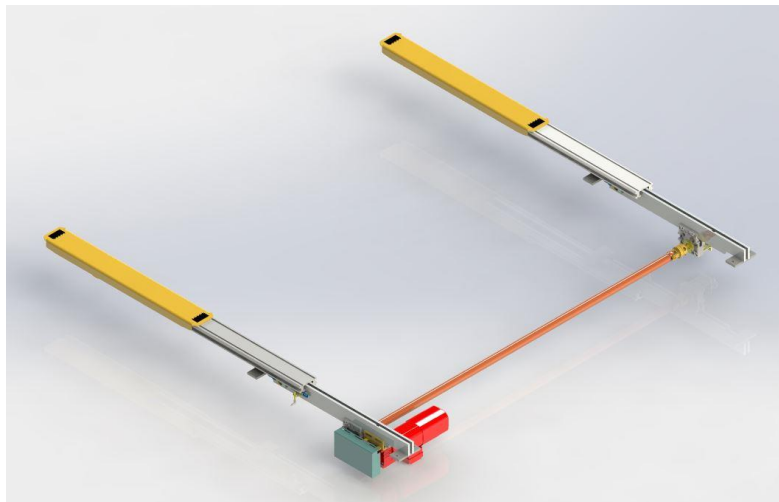


Figura 2.10 - Desenho representativo de um modelo de braços telescópicos, da marca MIAS [9].

- Sistemas de Elevação:

- Mesas Excêntricas: utilizam-se para efetuar pequenas elevações do *skid*, por questões técnicas, nunca mais de 400 mm, pois implicaria a necessidade de acionamento por meio de um motor com um binário muito elevado, como

é possível observar na Figura 2.11 – b). Tipicamente, é utilizada para permitir o ajuste de cota entre dois equipamentos da linha de montagem. Geralmente encontra-se instalado em conjunto com outros equipamentos [9].

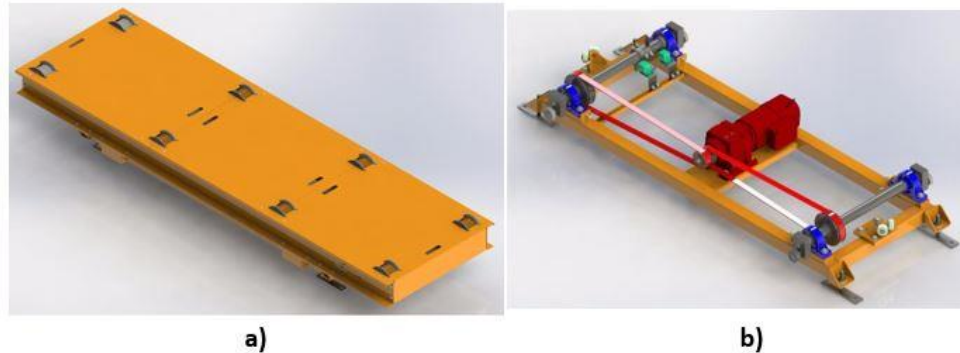


Figura 2.11 - Desenho representativo de uma mesa excêntrica: a) mesa completa; b) somente o bastidor inferior, onde se encontra o mecanismo dos excêntricos [9].

- Mesas Elevatórias: as mais comuns são as mesas elevatórias tesoura (*Scissor Lift Table*), que efetuam a elevação da carga a cotas superiores a 400 mm, mas não excedendo os 3000 mm, como apresentado na Figura 2.12. São utilizadas para elevar o *skid* a patamares superiores da linha de montagem ou a equipamentos com uma cota de trabalho maior [9].



Figura 2.12 - Desenho representativo de um modelo de mesa elevatória tesoura, da marca FlexLift [9].

- Elevadores: são o último recurso em questões de elevação. São utilizados para efetuar o transporte do *skid* a cotas mais elevadas, tipicamente, entre pisos da estrutura fabril. Encontram-se diferentes configurações de elevadores dependendo de diversos fatores sejam estes construtivos, tecnológicos ou de espaço físico, sendo a representada na Figura 2.13 uma delas [9].



Figura 2.13 - Desenho representativo de um possível configuração de elevador de linha de montagem automóvel [9].

- Equipamentos Especiais:

- Estação de Diagnóstico de Skid: tal como se pode observar na Figura 2.14, trata-se de um equipamento composto por uma mesa de rolos, colocada sobre uma mesa excêntrica, e uma estrutura metálica que contém sensores estrategicamente posicionados, por forma a verificar o correto posicionamento e o nivelamento dos pinos, onde assentará a carroçaria [9].

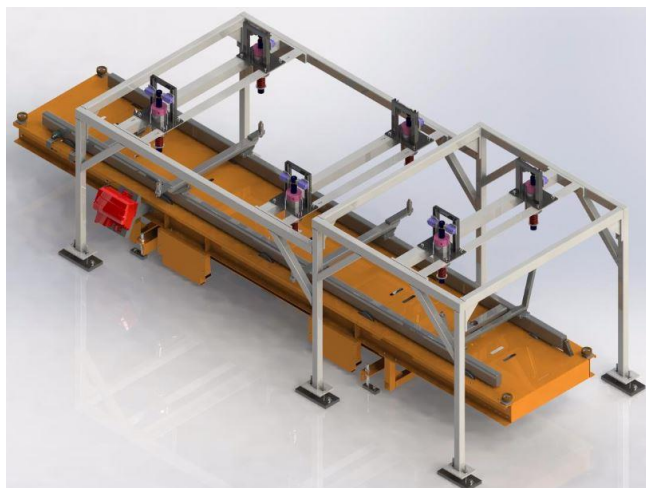


Figura 2.14 - Desenho representativo de uma configuração de uma estação de diagnóstico de skid [9].

- Estação de Troca de Skid: tem como função trocar a carroçaria de skid. É composto, geralmente, por uma mesa de rolos, colocada sobre uma mesa

elevatória tipo tesoura, e uma estrutura que irá suportar a carroçaria, depois de elevada pela mesa, para que seja efetuada a troca do *skid*, embora possa possuir outras configurações [9], tal como exemplificadas na Figura 2.15.

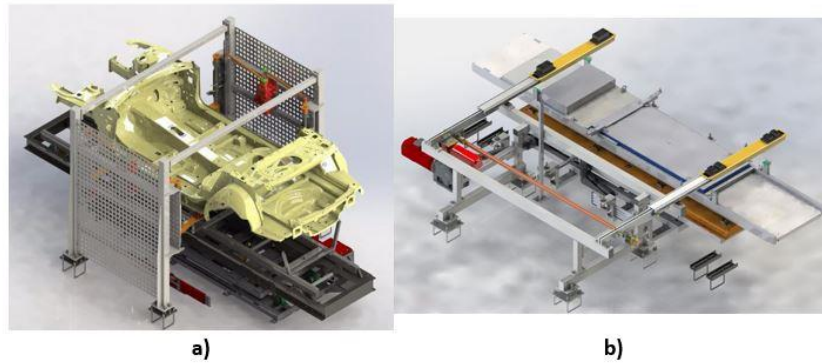


Figura 2.15 - Desenho representativo de duas configurações possíveis para uma estação de troca de *skid*: a) com mesa excêntrica; b) com braços telescópicos [9].

- Empilhador – Desempilhador: este equipamento tem como função o empilhamento dos *skids* vazios. É composto, por exemplo, pelos mesmos equipamentos que a estação de troca de *skid*, porém, nesta aplicação, a estrutura vai empilhando, ou desempilhando, os *skids* [9], como apresentado na Figura 2.16.

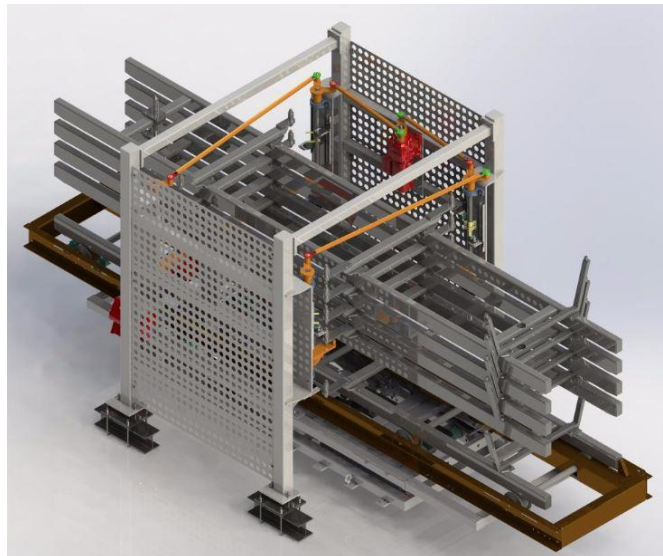


Figura 2.16 - Desenho representativo de uma configuração de um empilhador-desempilhador [9].

2.5 Síntese do Capítulo

Os mais relevantes paradigmas associados ao desenho de postos de trabalho desenvolveram-se tomando como referência a Indústria Automóvel [1], isto é, foi a Indústria Automóvel que despoletou, ao longo de décadas, as mais significativas alterações na organização das indústrias, particularmente, nas linhas de montagem.

As linhas de montagem são, em particular para a Indústria Automóvel, um dos fatores mais relevantes para o sucesso produtivo.

3 Trabalho a Realizar

3.1 *Introdução*

Neste capítulo será apresentado o trabalho realizado no âmbito desta Dissertação, onde se justificará a sua importância, tanto do ponto de vista industrial como de engenharia. Será, também, feita uma abordagem à empresa e à Indústria no seio das quais se desenvolveu.

Serão explicados os fundamentos implícitos nos métodos de análise utilizados para a realização do trabalho e apresentadas as especificações do projeto a desenvolver.

3.2 *Enquadramento Empresarial*

A RARI trata-se de uma empresa nacional, sediada na Moita, da Indústria Metalomecânica.

Atualmente existe a agregação das Indústrias Metalúrgicas e Metalomecânicas (IMM), que compreendem um leque de segmentos produtivos com uma larga diversidade de produtos [5].

A incidência de trabalho da Indústria Metalomecânica passa pela fabricação de bens acabados que se destinam quer à fabricação de outros produtos, quer ao consumo final. Tem como principais atividades do processo produtivo o corte, a quinagem, a soldadura, a montagem e o acabamento. Produz uma panóplia de produtos diversificados, tais como, estruturas de construção soldada, embalagens, máquinas, moldes, etc [5].

As IMM dividem-se em subsetores na Classificação das Atividades Económicas (CAE). Os subsetores mais importantes, em termos de riqueza criada, são o “material de

transporte” (agregando a Indústria Automóvel com a fabricação de material de transporte) e a “fabricação de máquinas e equipamentos”. Em conjunto, representa 60% do valor acrescentado, sendo a balança comercial largamente positiva com elevados excedentes comerciais. No entanto, a “fabricação de produtos metálicos” é a atividade com mais empresas e a que emprega maior número de trabalhadores [5].

É possível caracterizar os subsetores das IMM pelas atividades que desenvolvem, da seguinte forma [5]:

- **Produtos Metálicos:** caracteriza-se pela fabricação de produtos metálicos, de caldeiras e de contentores, pelo tratamento e revestimento de metais, pela cutelaria e pela embalagem;

- **Máquinas e Equipamentos:** caracteriza-se pela produção de bens de capital e pela fabricação de máquinas, para uso geral ou específico;

- **Material de Transporte:** é um setor largamente dominado pela Indústria Automóvel, com uma produção altamente concentrada em França, Reino Unido e Alemanha, e com um forte crescimento.

O desenvolvimento das IMM depende: da capacidade de adotar e desenvolver tecnologias, e para incentivar a inovação; da qualidade o trabalho e do desenvolvimento de qualificações; da energia e da eficiência na utilização de recursos; e das matérias-primas [5].

São por vezes denotadas dificuldades originadas pela excessiva padronização dos produtos e pelo baixo crescimento económico dos países, que provoca um menor investimento no desenvolvimento tecnológico em alguns setores. Assim como, a baixa produtividade algumas vezes sentida nas IMM que se deve ao nível de qualificação, à estrutura excessivamente dispersa em vários setores, à utilização de tecnologias que estão muitas vezes ultrapassadas, aos baixos salários praticados e à precariedade do emprego [5].

No entanto, existem fatores que perspetivam o desenvolvimento destas indústrias, como por exemplo, definição de uma política de desenvolvimento industrial articulado e coerente, a modernização tecnológica, qualidade e diferenciação dos produtos, o desenvolvimento das qualificações dos trabalhadores e a organização e gestão das empresas [5].

Posto isto, a RARI é conhecida como uma indústria de referência na área de Auto/Tech, operando em dois segmentos de negócio [4]:

- AUTO** – sistemas de transporte para a Indústria Automóvel, em especial na chapa e montagem final;

TECH – processamento de metal e engenharia para a indústria, em série ou peças únicas.

A RARI AUTO é uma área focada em tecnologias de transportadores para a Indústria Automóvel. Devido à organização europeia da empresa, este segmento empresarial atua como integrador e oferece projetos *chave na mão* [4], operando para grandes construtores automóveis.

A RARI pertence, de acordo com o referido anteriormente, à Indústria de Fornecedores da Indústria Automóvel. Não é fornecedora de sistemas nem de componentes para os veículos em si, mas sim fornecedora de equipamentos de transporte integrantes das linhas de montagem.

3.3 *Apresentação do Trabalho a Realizar*

O trabalho realizado e apresentado nesta Dissertação incidiu sobre um elevador de linha de montagem automóvel.

Tal como referido anteriormente, um elevador de linha de montagem pode apresentar várias configurações dependentes de: carga a elevar e sua geometria; restrições de *layout* fabril onde será instalado; ou curso e cota de trabalho do mesmo.

Um elevador de linha de montagem é constituído por quatro elementos chave: sistema de motorização; plataforma de transporte; colunas-guia; e sistema de transferência do *skid*, como apresentado na Figura 3.1.

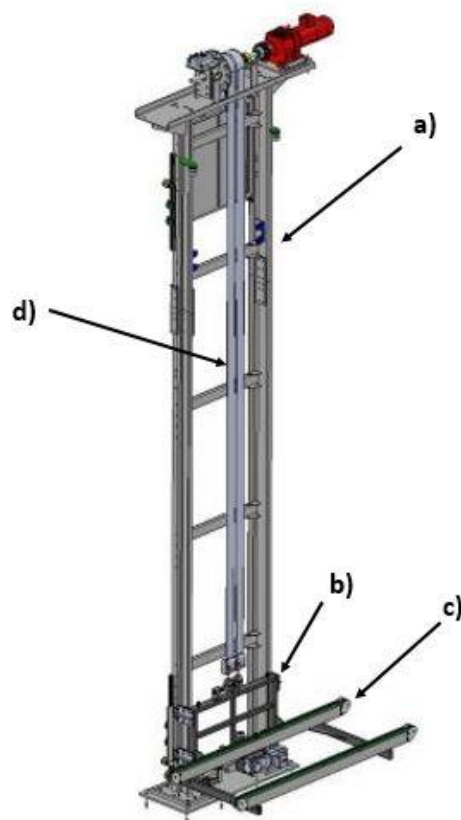


Figura 3.1 - Elevador original e identificação dos seus principais componentes: a) colunas-guia; b) plataforma de transporte; c) transportador de correntes; d) sistema de motorização [9].

O sistema de motorização é tipicamente constituído por correias que proporcionam a elevação da plataforma, um contrapeso para compensar a carga a elevar e um motor que transmite movimento às correias. Este pode apresentar uma das três configurações apresentadas na Figura 3.2.

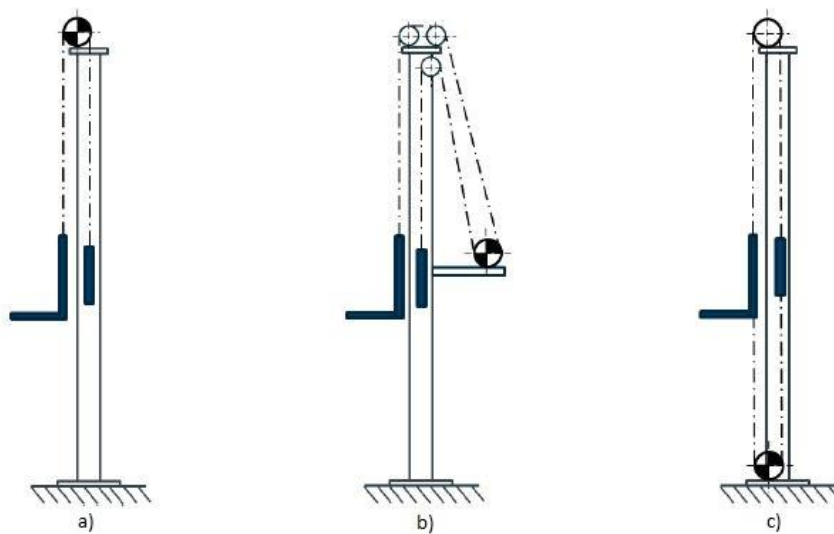


Figura 3.2 - Esquema representativo das configurações de motorização: a) tambor mandante no topo das colunas-guia; b) tambor mandante nas costas das colunas-guia, passando as correias por vários tambores mandados; c) tambor mandante na base das colunas-guia [9].

Entende-se por plataforma de transporte o conjunto carro e cadeira, tal como esquematizado na Figura 3.3.

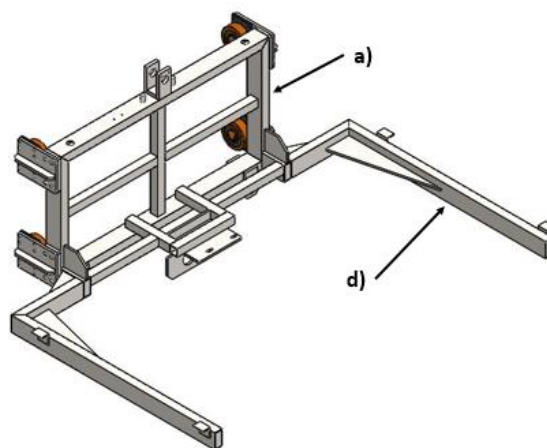


Figura 3.3 - Identificação dos componentes da plataforma de transporte: a) carro; b) cadeira.

Quer a plataforma de transporte como as colunas-guia são dimensionadas e concebidas tendo como referência a carga a ser transportada. São também consideradas as condições de *layout* e de espaço físico onde este estará instalado, que podem ter forte consequência e influência na estrutura projetada.

Já o sistema de transferência da carga não possui importantes fontes de influência, apresentando-se tipicamente sob a forma de transportador de correntes ou mesa de rolos.

Tendo por base as características apresentadas, o equipamento estudado trata-se de um elevador de duas colunas, e possui um sistema de motorização com a configuração esquematizada na Figura 3.2 – a) e um transportador de correntes como meio de transferência do *skid*.

3.4 Definição do Problema e das Necessidades

O problema, do qual resultou a realização desta Dissertação, trata-se da instabilidade estrutural de um equipamento industrial, em concreto, de um elevador de linha de montagem automóvel.

A conceção deste elevador esteve inserida num projeto desenvolvido pela RARI para a fabricação de equipamentos para uma linha de montagem do sector automóvel. Por sua vez, o dimensionamento deste equipamento foi subcontratado.

Já instalado, quando testado, foram detetados alguns problemas de estabilidade. Foram verificadas grandes oscilações da plataforma de transporte do elevador aquando da sua movimentação, vindo a constatar-se que este teria sido dimensionado para uma carga inferior àquela que seria realmente transportada. As referidas oscilações provocaram danos nas colunas-guia do elevador, verificando-se deformações e empenos nas mesmas. Trouxeram também consequências ao nível dos tempos de funcionamento, obrigando a um compasso de espera para a sua estabilização, para que de seguida fosse, então, possível efetuar a transferência da carga.

Foram encontradas por parte da RARI contramedidas para este problema, dada a falta de tempo para a conceção de um equipamento novo. Estas medidas deixaram o equipamento funcional mas não otimizado.

Surgiu, assim, a necessidade de analisar o equipamento original, por forma a identificar o problema e criar-lhe uma nova configuração.

3.5 Métodos de Análise

O estudo desenvolvido incidiu, em grande parte, na fase de projeto do processo produtivo de um equipamento genérico.

A Figura 3.4 apresenta o fluxograma do processo, onde é possível identificar as diferentes fases de um projeto de concepção de um equipamento, bem como as tomadas de decisão inerentes aos resultados obtidos, em algumas das tarefas desenvolvidas. Posto isto, o estudo efetuado acerca deste elevador seguiu toda a sequência de tarefas apresentada, à exceção da última fase, construção do produto.

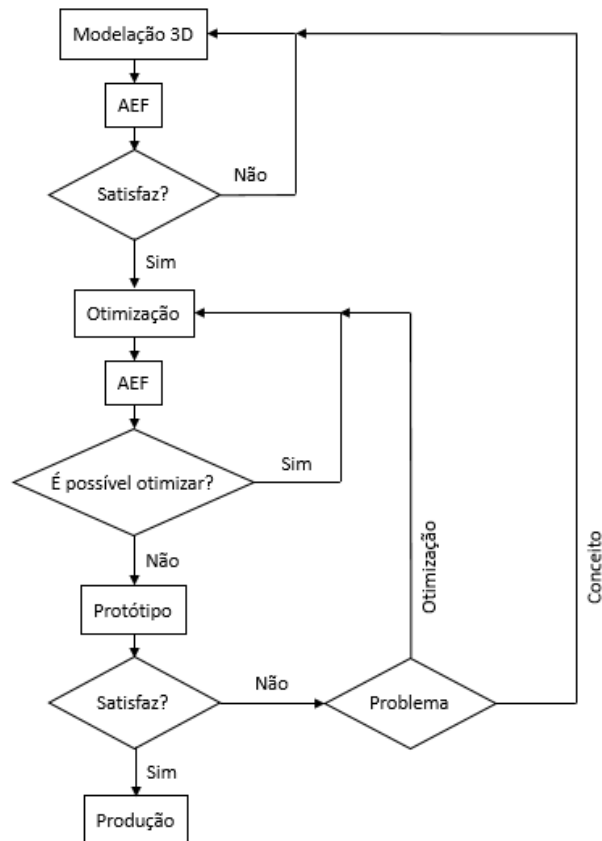


Figura 3.4 - Fluxograma do processo produtivo de um componente ou equipamento.

O módulo SolidWorks® Simulation trata-se de um *software* de análise estrutural totalmente integrado no SolidWorks® [12]. Foi com recurso a este módulo que a análise por elementos finitos (AEF ou FEA – *Finite Element Analysis*) foi desenvolvida.

A análise computacional de estruturas de equipamentos traz grandes vantagens à indústria, uma vez que: permite reduzir o número de ciclos de desenvolvimento, que são caros e longos; reduz o custo por teste, pois permite aproximar o modelo, usando cálculos computacionais, diminuindo assim o número de ensaios; torna o tempo de entrada no mercado menor; e ajuda a otimizar o *design* simulando rapidamente conceitos antes da tomada de decisão final [12].

Uma vez que as soluções analíticas se aplicam a sistemas simples, os seus resultados trazem algumas simplificações que podem não prever alguns casos práticos [12]. Assim, torna-se mais conveniente a utilização de um *software* para que se efetuem os cálculos estruturais, sendo isto uma mais-valia em ambiente industrial.

O SolidWorks Simulation recorre ao método dos elementos finitos (FEM – *Finite Element Method*) para resolver problemas complexos. O FEM trata-se de um método numérico para análise estrutural, que divide o modelo em elementos. Estes têm pelo menos um ponto em comum, denominado nó. O processo de divisão do modelo em elementos designa-se criação de malha [14].

De um modo geral, em análises estruturais, a resposta num nó é descrita por três translações e três rotações, que corresponde a graus de liberdade (DOF – *Degrees of Freedom*) [14].

O *software* formula equações, de equilíbrio e compatibilidade, que controlam o comportamento de cada elemento. Estas equações relacionam a resposta a restrições, cargas e propriedades dos materiais que são conhecidas [14].

Este módulo do SolidWorks permite, entre outras, a Análise Estática e a Análise dos Modos de Vibração e respetivas frequências de um modelo.

3.5.1 Análise Estática

Na análise estática, o resultado do sistema de equações determina os deslocamentos nas três direções espaciais, em cada nó. Após o cálculo dos deslocamentos, o *software* efetua o cálculo das tensões de Von Mises e das deformações nas várias direções [12].

Este trata-se do tipo mais comum de análise. Assume um comportamento linear do material e despreza as forças de inércia, permitindo também calcular as reações nas ligações exteriores [12].

A análise estática pode ser útil para evitar falhas decorrentes de altas tensões, uma vez que os materiais falham quando a tensão de cedência que os caracteriza é ultrapassada [14].

O cálculo do fator de segurança (FOS – *Factor of Safety*) é baseado num de quatro critérios existentes de falha. Um FOS menor que 1 indica falha de material. Por sua vez, FOS elevados em regiões contíguas indicam tensões baixas [14]. Este trata-se do paradigma Americano para o dimensionamento de uma estrutura.

De acordo com as normas Europeias, estes valores de FOS não são mais do que parâmetros de comparação que auxiliam o dimensionamento, não se tratam do coeficiente de segurança utilizado no dimensionamento de estruturas mecânicas. Na Europa, é seguido o procedimento descrito, pela Federação Europeia de Manutenção, nos *Euro-códigos*, onde é apresentada uma tensão admissível limite de aceitação para o dimensionamento estrutural.

3.5.2 Análise de Frequências

Quando uma estrutura é solicitada dinamicamente, tende a vibrar em vários modos, caracterizados por direções de amplitudes e respectivas frequências, designadas frequências naturais. Cada frequência natural assume uma determinada forma denominada forma modal, que o modelo tende a assumir quando vibra nessas frequências [14]. Um modelo real possui um número infinito de frequências naturais. Teoricamente, um modelo de elementos finitos possui um número finito de frequências naturais, igual ao número de DOF considerados no modelo [13]. Na prática, o que se verifica é que frequências mais altas vão tendo potências espectrais assintoticamente decrescentes.

A análise de frequência efetua o cálculo das frequências naturais correspondentes a cada forma modal, que dependem da geometria, propriedades do material e condições de suporte. Este cálculo é também conhecido como análise modal [13].

As cargas afetam as características modais das estruturas. Em geral, cargas de compressão diminuem as frequências naturais, enquanto cargas de tração aumentam-nas. Mas quando uma estrutura é excitada por uma carga dinâmica com uma frequência que coincide com uma das suas frequências naturais, a estrutura entra em ressonância e serão induzidas grandes tensões e consequentemente provocados grandes deslocamentos. Para um sistema não amortecido, a ressonância causa um movimento crescente. No entanto, o amortecimento coloca um limite na resposta das estruturas às cargas ressonantes [13]. Assim, pode concluir-se que a análise de frequências pode ser útil para evitar que ocorram falhas devido a tensões excessivas provocadas pela ressonância. Fornece também informações para resolver problemas de resposta dinâmica [14].

3.6 Especificações de Projeto

Com vista à produção de equipamentos para uma linha de montagem, é importante especificar as características de funcionamento da mesma, os dispositivos de movimentação de materiais pretendidos, a cadência e os tempos de ciclo produtivos, bem

como as características do *layout* da linha e da instalação fabril. Deve-se especificar, também, de acordo com as atividades a desenvolver em cada estação de trabalho, o tempo máximo que os equipamentos devem levar a exercer o seu movimento ou função [2].

Por sua vez, o desenvolvimento de um projeto de engenharia para a produção de qualquer equipamento baseia-se no cumprimento de determinadas especificações, grande parte das vezes mais do que características do tipo de equipamento e do seu funcionamento. Este conjunto de especificações constitui o caderno de encargos do equipamento, que é na maioria das vezes fornecido pelo próprio cliente.

O elevador em estudo foi projetado para que cumpra as especificações apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Especificações de funcionamento do equipamento.

Carga máxima a transportar	500 kg
Curso de elevação	5300 mm
Cota de transferência inferior	520 mm
Cota de transferência superior	5820 mm
Velocidade de deslocamento	43,8 m/min
Aceleração	0,4 m/s ²
Material	S235JR

A carga máxima a transportar trata-se da massa máxima que o equipamento terá capacidade de elevar. Por sua vez, curso de elevação corresponde à distância entre as suas posições mínima e máxima, sendo a mínima designada de cota de trabalho. Tratam-se de cotas relativas à base que sustenta a estrutura do elevador. Este efetuará o seu movimento com uma velocidade e uma aceleração conhecidas e descritas nas especificações do mesmo.

O material utilizado na conceção do equipamento trata-se de um aço carbono de construção, com designação S235JR segundo a norma EN 10025 e número de material 1.0037 segundo a norma DIN 17100, que é muito utilizado na construção soldada. Trata-se de um dos principais materiais utilizados na conceção dos equipamentos descritos na secção 2.4.

Na Tabela 3.2 apresentam-se as principais propriedades mecânicas do aço S235JR.

Tabela 3.2 - Propriedades mecânicas do aço carbono de construção S235JR [8].

Tensão de Cedência	235 MPa
Tensão de Ruptura	360 MPa
Módulo de Elasticidade	210 GPa
Coeficiente de Poisson	0,28
Massa Volúmica	7800 kg/m ³
Módulo de Distorção	79 GPa
Coeficiente de Expansão Térmica	$1,1 \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$

Ao nível do espaço físico, não eram descritas especificações que condicionassem o projeto do equipamento. Havia conhecimento que a base do mesmo estaria no solo, à cota zero, e que existia uma estrutura posterior a este, onde poderia vir a fixar-se.

A respeito da plataforma de transporte, apenas teria de possuir capacidade para abarcar o transportador, que estaria em concordância com a restante linha e com as dimensões da carga a transportar.

3.7 Síntese do Capítulo

A RARI trata-se de uma empresa metalomecânica totalmente inserida na Indústria Automóvel mundial. Apresenta-se, principalmente, como fornecedora de equipamentos para linha de montagem, em particular, para Linha de Montagem de Carroçarias.

O problema estudado nesta Dissertação era de grande importância industrial uma vez que, além de conferir ao equipamento ineficiência funcional e instabilidade estrutural, também condicionava o correto funcionamento da linha onde estava inserido.

A médio-longo prazo, poderia vir a acarretar graves consequências industriais, pois a Indústria Automóvel exige cada vez mais resposta rápida por parte dos fabricantes automóveis.

4 Desenvolvimento e Análise do Projeto

4.1 Introdução

Neste capítulo será demonstrada a relevância do problema em resolução. Ser-lhe-á efetuada uma abordagem quer do ponto de vista construtivo, de engenharia, como do ponto de vista funcional.

Serão apresentadas e devidamente justificadas as alterações que lhe foram efetuadas, mediante respetivas Análises Estáticas. Em consequência, e encontrada uma solução otimizada para este problema, será apresentado o estudo estático que lhe foi efetuado e também a verificação dinâmica.

4.2 Demonstração da Relevância Técnica do Problema

Através da visualização e análise de alguns vídeos demonstrativos do elevador em funcionamento, verificaram-se os fortes problemas de estabilidade estrutural deste equipamento, onde eram perfeitamente visíveis as suas excessivas oscilações.

Foram, então, realizadas simulações de Análise Estática, para que fosse fundamentada a instabilidade da estrutura deste elevador. Simulou-se, individualmente, a plataforma de transporte e o conjunto colunas-guia e plataforma, sendo esta última efetuada para três posições distintas da plataforma de transporte.

Todas as simulações foram efetuadas considerando a força resultante do carregamento como a soma entre a carga estática e a carga dinâmica. Isto é, uma vez que o movimento de elevação e descida traz condições e esforços adicionais ao equipamento, têm de ser considerados para que o resultado do estudo estático se aproxime o mais possível da realidade.

Considerando-se também um acréscimo de 25% à massa, condição de sobredimensionamento muitas vezes imposta pelo próprio cliente para o projeto e conceção de um equipamento, a carga a transportar é substituída pela força que lhe corresponde.

Sendo então,

$$m_{carga} = 500 \text{ kg}$$

$$m_{transportador} \approx 100 \text{ kg}$$

$$Majoração da Carga = 0,25$$

Tem-se que,

$$\begin{aligned} m &= m_{carga} + m_{transportador} + 0,25 \cdot (m_{carga} + m_{transportador}) \Rightarrow \\ \Rightarrow m &= 500 + 100 + 150 = 750 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4.1)$$

Sendo a força aplicada obtida por,

$$F = F_{estática} + F_{dinâmica} \quad (4.2)$$

Com,

$$F_{estática} = m \cdot g \quad (4.3)$$

$$F_{dinâmica} = m \cdot a \quad (4.4)$$

Resolvendo as equações anteriores e substituindo os respetivos valores em (4.2), obtém-se que a carga transportada se traduz numa força de:

$$F = 750 \cdot 9,81 + 750 \cdot 0,4 = 7657,5 \text{ N}$$

Assim, realizaram-se Análises Estáticas para três posições da plataforma de transporte do elevador em estudo, à cota de transferência inferior, 520 mm, à superior, 5820 mm, e à cota média entre as anteriormente referidas, como mostrado na Figura 4.1.

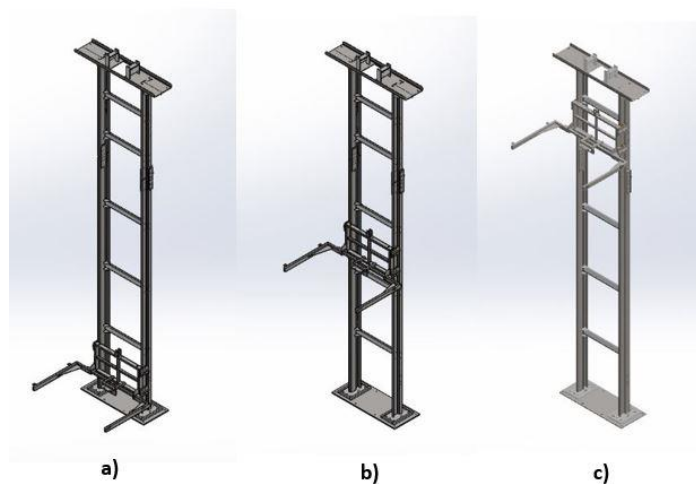


Figura 4.1 - Representação das três posições da plataforma do elevador em estudo: a) posição mínima; b) posição itermédia; c) posição máxima.

A análise a esta estrutura é feita de acordo com a sua instalação real, estando esta fixa ao solo e a uma estrutura vertical existente nas traseiras do equipamento, estas fixações foram representadas para efeitos de simulação como mostra a Figura 4.2.

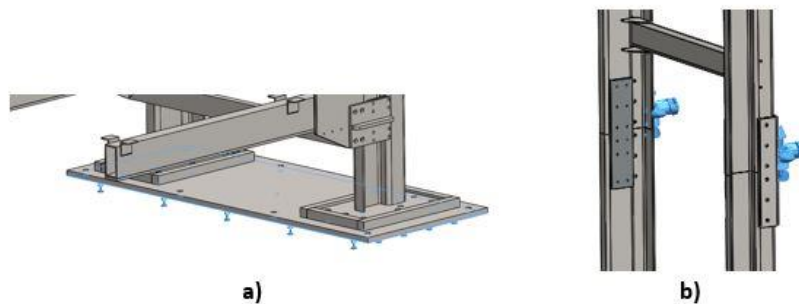
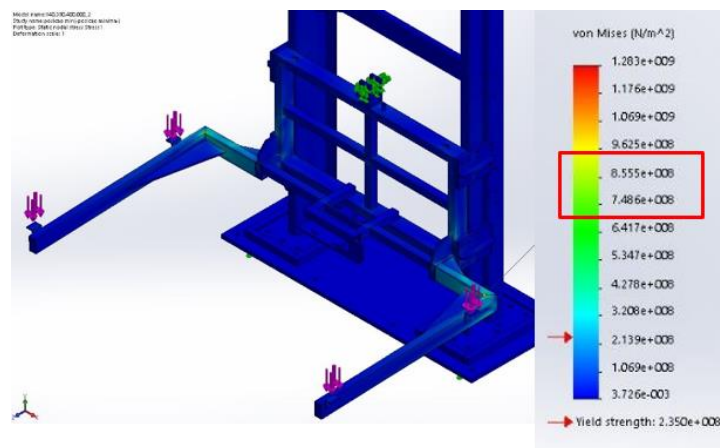


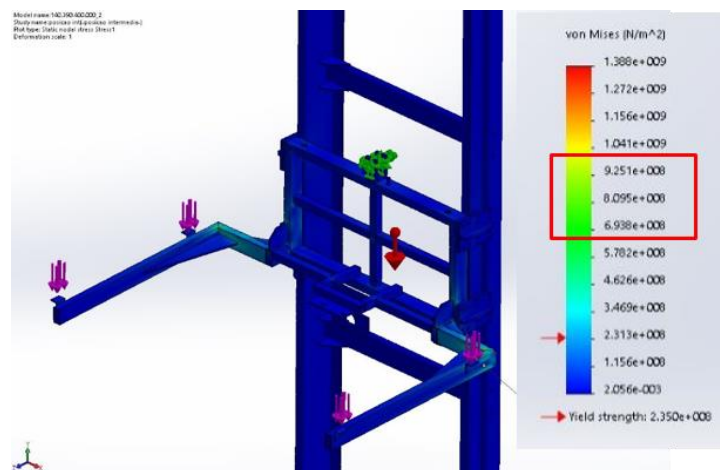
Figura 4.2 - Fixações da estrutura: a) ao solo; b) à estrutura vertical traseira.

Verifica-se uma homogeneidade nos resultados obtidos nas três simulações realizadas ao elevador, o que é resultado da equivalência do problema estático nas três situações.

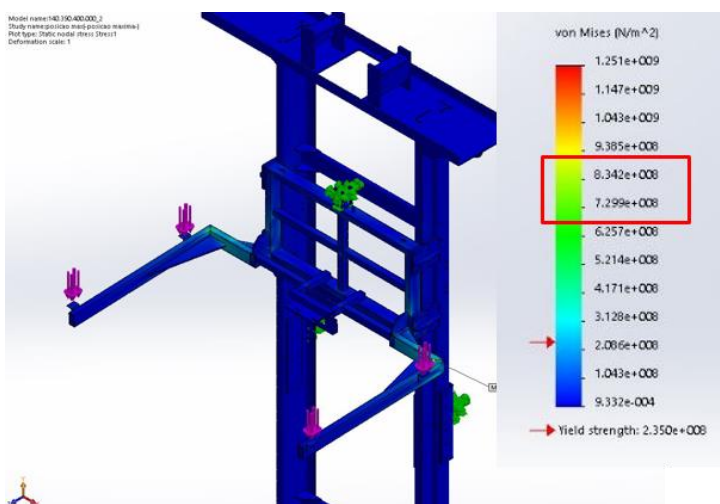
A Figura 4.3 mostra a distribuição das tensões de von Mises na estrutura da plataforma de transporte do elevador. É possível identificar com clareza a zona mais fragilizada, isto é, com menor rigidez estrutural, registando-se nas três situações um valor máximo de tensão próximo dos 800 MPa, muito acima da tensão de cedência característica do material.



a)



b)



c)

Figura 4.3 – Ilustração representativa dos resultados relativos a tensões de von Mises: a) posição mínima; b) posição intermédia; c) posição máxima.

Com a análise dos resultados de tensões, verifica-se a existência de dois troços críticos. Procedeu-se, então, à análise da plataforma de elevação individualmente e verificou-se que os referidos troços sofrem torção, aquando do carregamento. Na Figura 4.4 pode-se identificá-los assinalados em tons de verde que, de acordo com a ilustração da distribuição de tensões, é registando um valor de tensão máxima de 823 MPa.

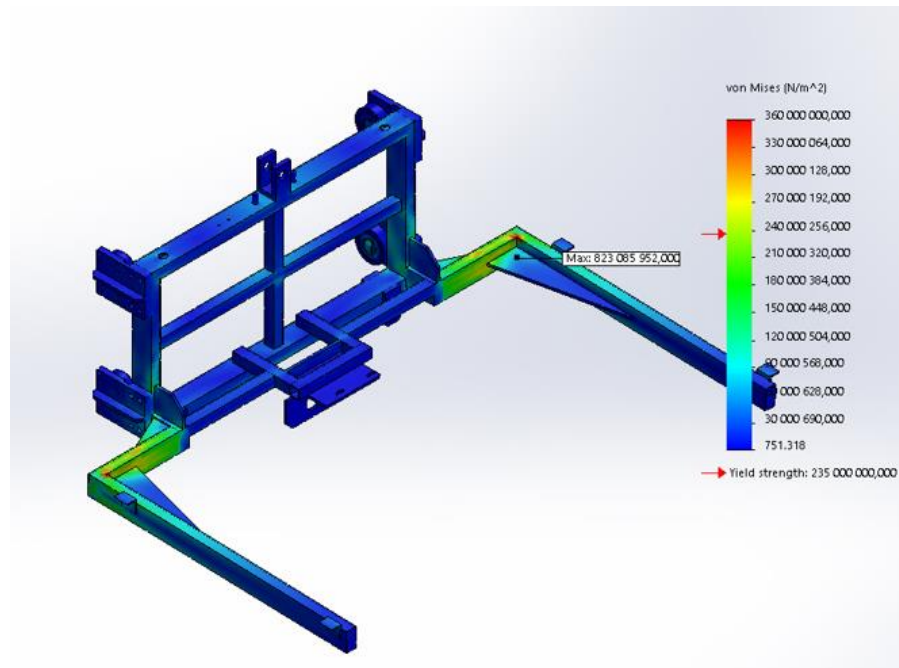
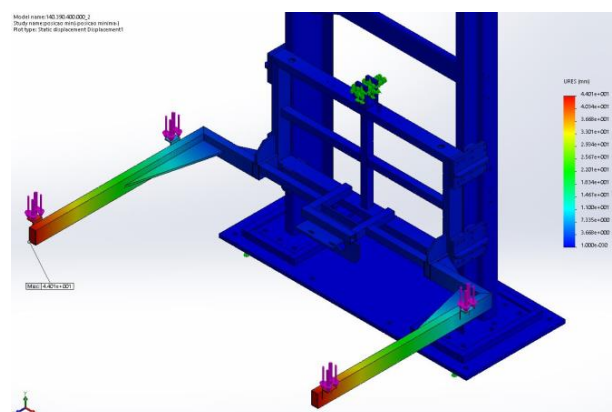


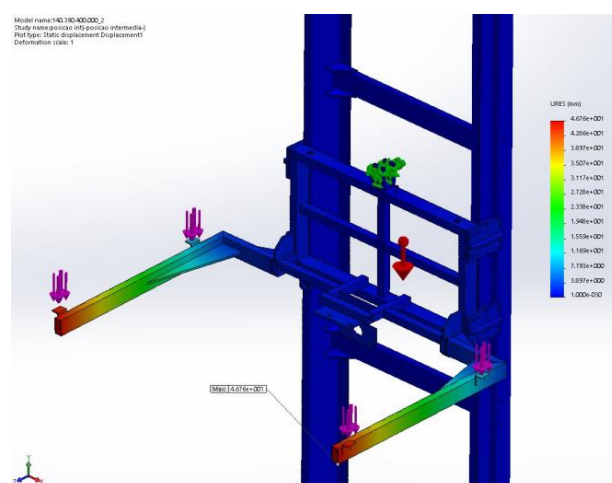
Figura 4.4 - Ilustração representativa dos resultados obtidos, na simulação à plataforma de transporte, referentes a tensões.

Relativamente a deslocamentos, é possível identificar, a partir da Figura 4.5, que grande parte da estrutura da plataforma de transporte sofre grandes deslocamentos, mostrando claramente a falta de rigidez da mesma.

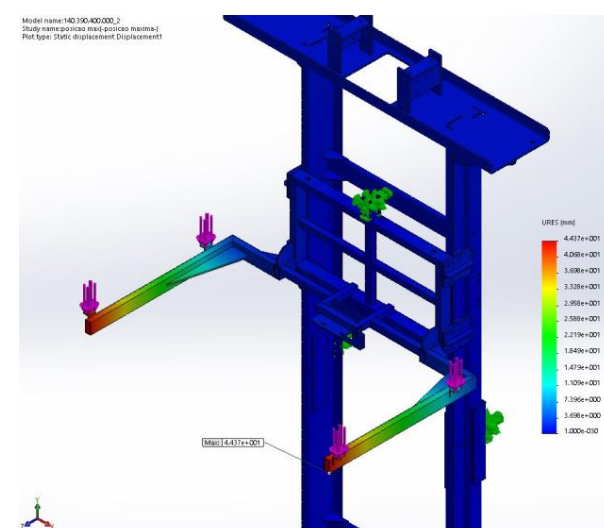
É registado, nas três situações, um valor de deslocamento máximo próximo dos 45 mm, na extremidade dos braços da estrutura da plataforma de transporte, contrastando com os 2 mm de deslocamento máximo aceite para um elevador de linha de montagem deste tipo.



a)



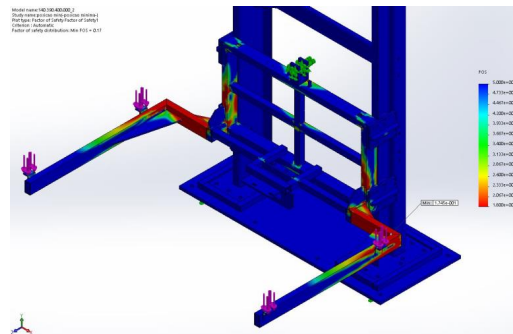
b)



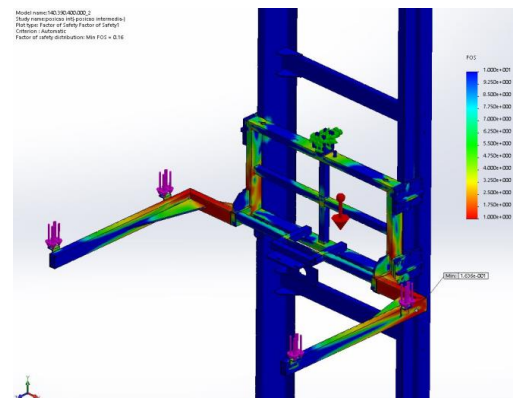
c)

Figura 4.5 – Ilustração representativa dos resultados relativos a deslocamentos: a) posição mínima; b) posição intermédia; c) posição máxima.

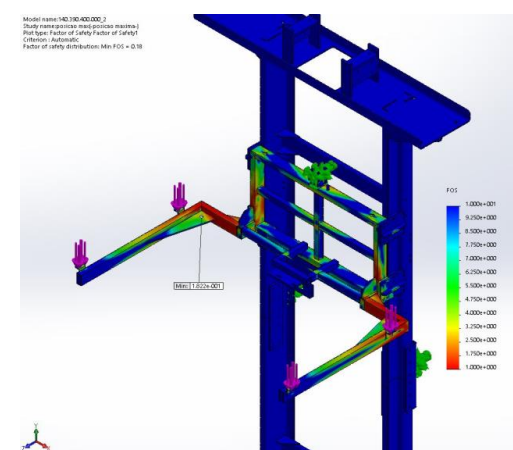
A distribuição do FOS trata-se de um parâmetro comparação e apresenta-se como um indicador do correto dimensionamento da estrutura. Permite identificar, tal como representado na Figura 4.6, a fragilidade da mesma. Havendo registo de inúmeras zonas da estrutura com FOS inferior a 1, verifica-se que o valor de mínimo registado nas três simulações é próximo de 0,2, estando nas ilustrações assinalado a vermelho.



a)



b)



c)

Figura 4.6 – Ilustração representativa dos resultados relativos à distribuição do fator de segurança: a) posição mínima; b) posição intermédia; c) posição máxima.

Para além dos valores de tensões registados serem extremamente elevados, também os valores de deslocamento são bastante explícitos relativamente à falta de rigidez e instabilidade desta estrutura. É perceptível que o deslocamento registado é fruto de uma amplificação da flexa, que ocorre nos braços da cadeira da plataforma aquando do carregamento, provocada pela torção do troço perpendicular aos referidos braços.

Assim, com os indicadores e os resultados obtidos nas simulações realizadas, é possível confirmar os problemas estruturais da plataforma de transporte, observados quando o equipamento foi colocado em funcionamento.

Foi possível, também, identificar que as colunas-guia são capazes de suportar as solicitações a que estão sujeitas, dados os valores registados na estrutura das mesmas, resultantes das simulações efetuadas, que serão apresentados e explicados na Secção 4.4.

4.3 Alterações Efetuadas

Depois de analisado o elevador e de identificadas que as principais fontes de problemas estariam na plataforma de transporte, com uma estrutura pouco rígida, procedeu-se a diversas alterações à mesma.

Recorreu-se a um processo iterativo de alterações à estrutura da plataforma, com os respetivos testes e simulações, tendo como objetivo obter indicadores de onde seria necessário intervir, procedendo-se assim às devidas alterações à estrutura até ser encontrada uma solução otimizada.

Primeiramente, tinha-se como objetivo efetuar alterações à estrutura possíveis de serem implementadas em obra. Dada a análise do equipamento, tomou-se perceção do seu incorreto dimensionamento e do principal fator de falha, decidindo-se então estudar uma nova solução, mantendo as características gerais da original.

Em primeiro lugar, e visto tratar-se este do mais relevante problema detetado, procedeu-se à alteração dos braços da cadeira de transporte, eliminando assim os elementos impulsionadores da torção verificada, como mostrado na Secção anterior. Foram-lhe também colocados elementos de reforço, sendo eles cutelos e barras, colocadas na superfície inferior dos braços da cadeira. Mostram-se, então na Figura 4.7 as alterações efetuadas.

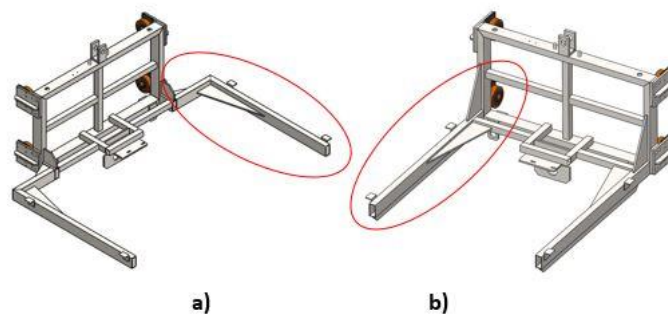


Figura 4.7 - Apresentação das alterações efetuadas à estrutura da plataforma de transporte original: a) estrutura original; b) primeira iteração.

Esta configuração trouxe melhorias significativas, principalmente ao nível dos deslocamentos. Obteve-se agora uma tensão máxima de 270 MPa e um deslocamento máximo de 5,4 mm, apresentando-se na Figura 4.8 as suas distribuições.

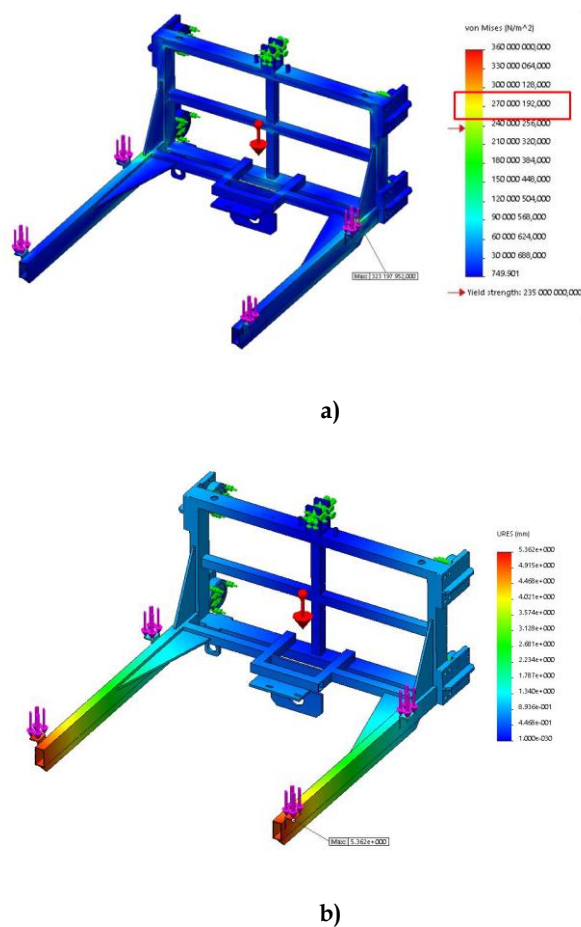


Figura 4.8 - Resultados obtidos na simulação realizada à primeira iteração: a) distribuição de tensões; b) distribuição de deslocamentos.

Obtiveram-se agora resultados indicativos de uma estrutura significativamente mais estável, em relação à estrutura original. Porém, a tensão máxima registada ainda se encontra superior à tensão de cedência característica do material e o valor de deslocamento máximo superior ao aceite.

Efetuarão-se novas alterações a esta estrutura. Desta vez, procedeu-se a uma alteração mais profunda. Alteraram-se os tubos que constituem, quer a estrutura do carro quer a os braços da cadeira, aumentando-se a secção, de modo a aumentar assim o momento de inercia dos elementos. Na Figura 4.9 são perceptíveis estas mesmas alterações.

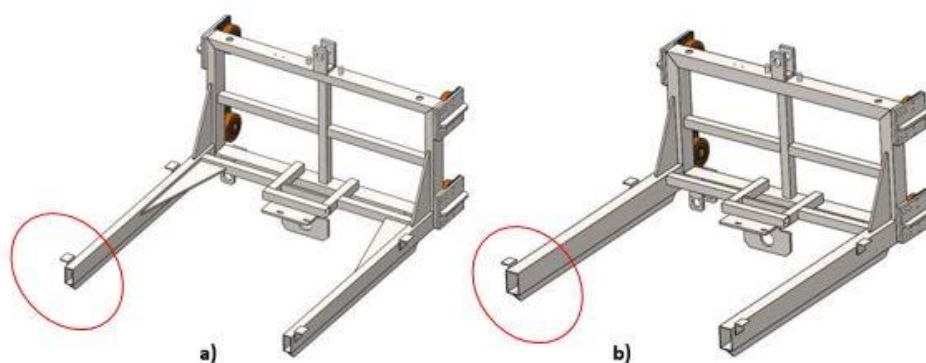
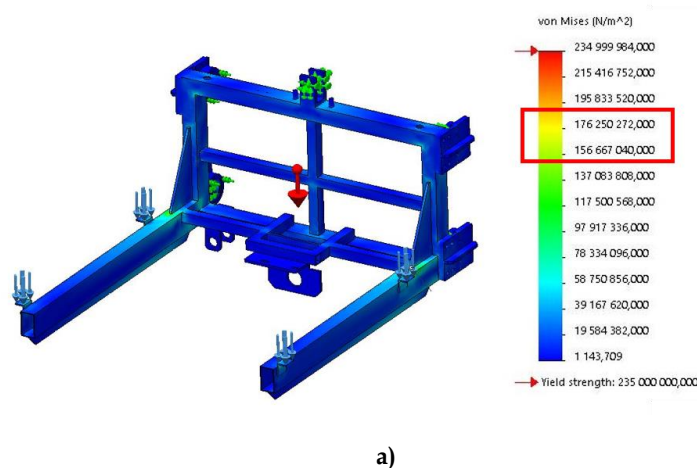
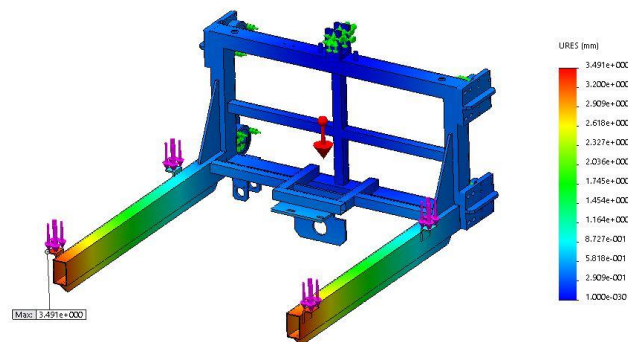


Figura 4.9 - Apresentação das alterações à estrutura: a) primeira iterada; b) segunda iterada.

Da nova simulação realizada, obtiveram-se, tal como apresentado na Figura 4.10, valores máximos de tensão e deslocamento de 170 MPa e 3,5 mm, respetivamente.





b)

Figura 4.10 - Resultados obtidos na simulação realizada à segunda iterada: a) distribuição de tensões; b) distribuição de deslocamentos.

Analizados os resultados desta simulação, está-se perante um valor de tensão máximo dentro dos valores desejados, ainda que elevado. Contudo, o deslocamento máximo registado permanece acima de valores aceites, espelhando alguma falta de rigidez desta estrutura.

Neste sentido, e dado que os valores já se encontram mais próximos do pretendido, avançou-se com alterações por forma a compensar as fragilidades desta nova estrutura e eliminar os deslocamentos registados.

Assim, fizeram-se alterações à estrutura do carro, modificando a configuração, com objetivo de contrariar os deslocamentos registados, aumentaram-se as chapas de reforço verticais. Encontra-se então na Figura 4.11 as novas alterações face a configuração anterior.

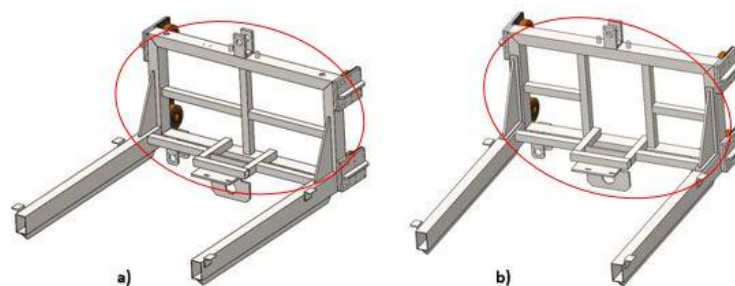


Figura 4.11 - Apresentação das alterações efetuadas à estrutura: a) segunda iterada; b) terceira iterada.

Procedeu-se à simulação estática desta nova configuração e obteve-se uma tensão máxima de 100 MPa e um deslocamento máximo de 2,6 mm, tal como mostra a Figura 4.12.

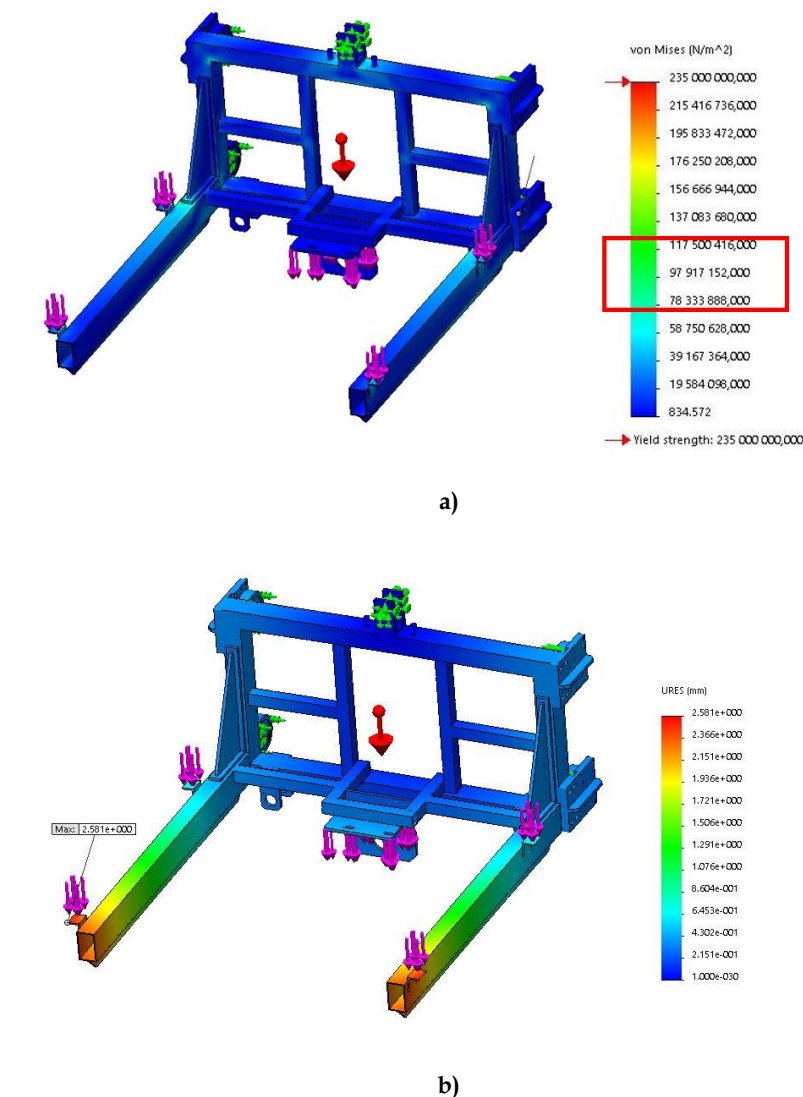


Figura 4.12 - Resultados obtidos na simulação efetuada à terceira iterada: a) distribuição das tensões; b) distribuição dos deslocamentos.

Da análise dos resultados obtidos nesta configuração, constata-se novo decréscimo do valor da tensão máxima, abaixo do valor da tensão de cedência, contudo ainda não é satisfatório. Relativamente aos valores de deslocamento, estes já se encontram no limiar da aceitação.

As alterações que se seguiram foram realizadas com o intuito de reduzir ao máximo, não só os valores de deslocamentos ainda registados, como também a massa da própria estrutura, que é também um fator importante neste tipo de equipamento.

Criou-se então uma configuração para a estrutura da plataforma, com as mesmas dimensões e seguindo o mesmo princípio da anterior, utilizando elementos estruturais mais leves dispostos por forma a criarem um maior momento de inércia nas direções dos deslocamentos. Foi tido em atenção, também nesta fase, a facilidade de montagem, evitando uma estrutura integralmente soldada, como acontecia com as demais soluções apresentadas. Apresenta-se, então, na Figura 4.13 esta nova configuração.

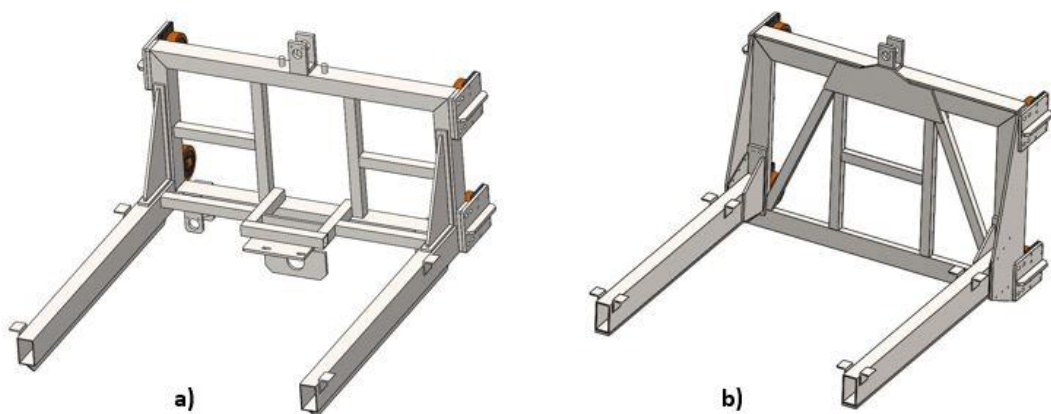
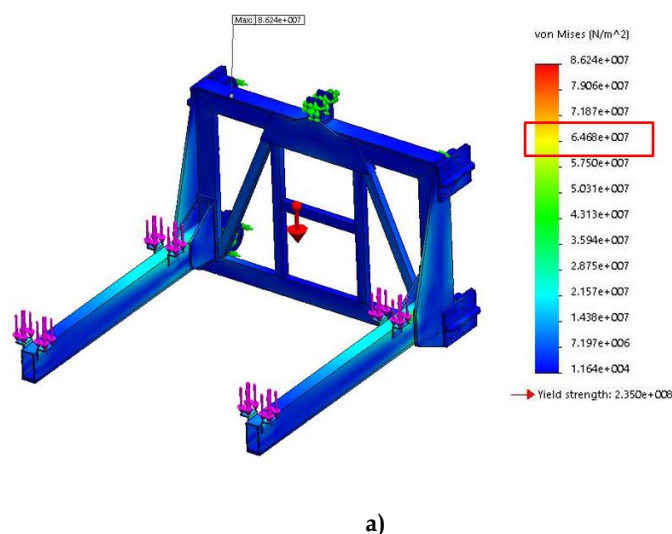
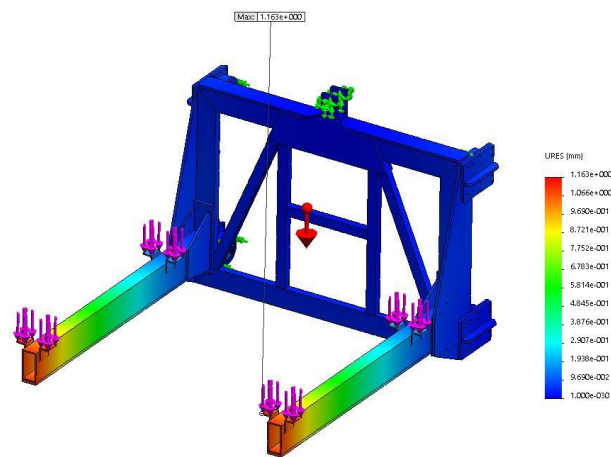


Figura 4.13 - Apresentação das alterações efetuadas à estrutura: a) terceira iterada; b) quarta iterada.

Aquando da simulação, obtiveram-se, como apresentado na Figura 4.14, uma tensão máxima de 65 MPa e um deslocamento máximo de 1,2 mm.



a)

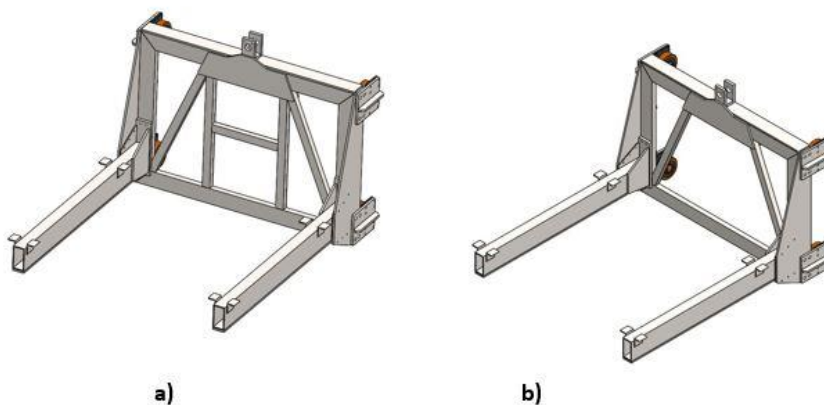


b)

Figura 4.14 - Resultados obtidos na simulação à estrutura da quarta iterada: a) distribuição das tensões; b) distribuição dos deslocamentos.

Constata-se que se está perante uma solução otimizada para este problema. Tem-se uma estrutura rígida e devidamente sobredimensionada, comprovado não só pelas baixas tensões registadas e pelos deslocamentos observados inferiores a 2 mm.

Contudo, procederam-se a novas alterações à estrutura da plataforma de transporte deste equipamento. Com intuito à simplificação e ligeireza da mesma, simulou-se a alteração desta configuração eliminando-lhe os três elementos centrais da estrutura do carro, como se observa na Figura 4.15.



a)

b)

Figura 4.15 - Apresentação das alterações efetuadas à estrutura: a) quarta iterada; b) solução otimizada.

Esta estrutura é composta na sua maioria por chapa de espessura 5 mm e tubos estruturais retangulares de dimensões $120 \times 60 \times 6$, $80 \times 30 \times 4$ e $40 \times 30 \times 4$.

Na simulação a esta nova estrutura, foram obtidos valores muito similares aos conseguidos para a configuração anterior. Pesando as alterações nos resultados face à redução de massa da estrutura e a simplificação da mesma, adotou-se esta nova solução para a estrutura da plataforma de transporte do elevador.

Foi realizado a esta nova estrutura um estudo coeso, envolvendo Simulações Estáticas e de Frequências à estrutura do equipamento, que será apresentado nas secções que se seguem.

4.4 *Análise Estática*

Como resultado das alterações efetuadas e das respetivas simulações à estrutura original, foi possível encontrar uma solução para o problema estrutural existente neste equipamento.

Nesta secção serão apresentados os resultados da análise estática efetuada. Esta análise foi efetuada para um conjunto de três posições da plataforma de transporte, as duas posições extremas e uma intermédia, tal como referido na Secção 4.2. Uma vez que se efetua a simulação com a estrutura do equipamento imóvel, consegue-se assim obter uma aproximação dos resultados quando a mesma se encontra em movimento.

Na Análise Estática à estrutura deste equipamento, para além de todos os cálculos intrínsecos a uma análise pelo FEM, estão unicamente presentes a Teoria da Torção e a Teoria da Flexão.

Tal como foi visto na Secção 4.2, os deslocamentos registados na estrutura resultam da flexão dos elementos quando carregados. Em particular na estrutura do equipamento original, esta flexão verificou-se amplificada pela torção do elemento estrutural da cadeia da plataforma de transporte ao qual está ligado.

Relativamente à **Teoria da Torção**, sabe-se que, de forma genérica, o momento torsor é dado por [10]:

$$T = \int \rho \cdot dF \quad (4.4)$$

Com,

ρ : distância entre o ponto de aplicação da força e o eixo do elemento;

F : força aplicada.

E sabe-se que:

$$dF = \tau \cdot dA \quad (4.5)$$

Com,

τ : tensão tangencial atuante no elemento;

dA : elemento de área.

Em primeiro lugar, há necessidade de analisar o caso da torção em peças de secção não-circular.

Se se considerar o caso de um cubo elementar, facilmente se identifica que nesta situação não é possível afirmar que as tensões tangenciais variam com a distância ao eixo da peça. Isto é, neste caso significaria que nos cantos da secção a tensão seria máxima, e sabe-se que na realidade são nulas.

Analise-se uma barra de secção retangular. Verifica-se que nos lados das suas secções não ocorrem deformações nem tensões. Registam-se sim, no meio da barra, entre as duas secções, as maiores deformações e tensões.

Analisa-se através da Teoria da Elasticidade, uma barra de eixo reto, comprimento L , e lados a e b , respetivamente, o maior e o menor da secção transversal.

A tensão tangencial máxima regista-se ao longo da linha central da face mais larga e é dada pela equação:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{C_1 \cdot a \cdot b^2} \quad (4.6)$$

E o ângulo de torção dado por:

$$\phi = \frac{T \cdot L}{C_2 \cdot a \cdot b^2 \cdot G} \quad (4.7)$$

Sendo C_1 e C_2 coeficientes de torção de secções retangulares tabelados e dependentes da razão $\frac{a}{b}$.

Analisa-se agora a situação de secções de parede fina fechada.

Faz-se, em primeiro lugar, a analogia entre a distribuição de tensões tangenciais numa peça oca de secção não-circular e as velocidades de escoamento de água num canal em circuito fechado.

Para a primeira situação, considera-se um troço de parede, compreendido entre dois planos A e B distanciados de Δx , escolhidos arbitrariamente. Estando o troço em equilíbrio, as forças tangenciais nas suas extremidades são simétricas,

$$F_A - F_B = 0 \quad (4.8)$$

Sendo,

$$F_A = \tau_A(t_A \cdot \Delta x) \quad (4.9)$$

Substituindo (4.9) em (4.8) de forma análoga, vem que:

$$\tau_A \cdot t_A \cdot \Delta x = \tau_B \cdot t_B \cdot \Delta x \Rightarrow \tau_A \cdot t_A = \tau_B \cdot t_B \quad (4.10)$$

Uma vez que A e B são arbitrários, tem-se que ao longo de toda a peça:

$$q = \tau \cdot t = C^{te}$$

Para a segunda situação, seja v a velocidade de escoamento, que varia de ponto para ponto do canal dependendo da largura t do mesmo, tem-se que o fluxo de água é contante ao longo de todo o canal e dado por:

$$q = \tau \cdot t$$

Assim, designa-se este produto por Fluxo de Corte, dado pela equação:

$$q = \tau \cdot t \quad (4.11)$$

Para a determinação do momento torsor T atuante numa parede fina, considera-se um pequeno elemento da secção da parede de comprimento ds .

Seja a área do elemento,

$$dA = t \cdot ds \quad (4.12)$$

Se se substituir em (4.5), obtém-se a intensidade da força de corte:

$$dF = \tau(t \cdot ds) \Rightarrow dF = q \cdot ds \quad (4.13)$$

Sendo o momento da força em relação a um ponto genérico localizado no interior da secção dado por,

$$dM_o = p \cdot dF \Leftrightarrow dM_o = p \cdot q \cdot ds \quad (4.14)$$

Com,

p : distância entre o ponto de aplicação da força e o ponto no interior da secção.

Uma vez que o momento torsor se trata da soma dos momentos das forças que atuam na secção, vem que:

$$T = 2 \cdot q \cdot A \quad (4.15)$$

Sendo,

A : área limitada pela linha média da parede da secção transversal.

Substituindo a equação do fluxo de corte (4.11) em (4.15), tem-se que a tensão média tangencial na parede é dada por:

$$\tau = \frac{T}{2 \cdot t \cdot A} \quad (4.16)$$

Em relação, agora, à **Teoria da Flexão** sabe-se que o momento fletor em torno de z , quando a secção da viga sujeita à flexão é paralela ao plano yz , é dado por [10]:

$$M = \int -y \cdot \sigma_x \cdot dA \quad (4.17)$$

Sendo,

y : distância à linha neutra.

Entenda-se por *linha neutra* a única linha que permanece indeformável aquando da flexão de uma viga.

Em primeiro lugar analisa-se a deformação numa barra simétrica em flexão pura.

Segundo a Hipótese de Bernoulli, qualquer secção plana perpendicular ao eixo da viga mantem-se plana e perpendicular ao eixo da viga na flexão.

É possível calcular o comprimento da linha neutra, ou seja, da barra antes da deformação:

$$L = \rho \cdot \theta \quad (4.18)$$

Com,

ρ : raio do arco formado pela linha neutra;

θ ângulo ao centro formado a partir das extremidades do arco.

Já o comprimento de um segundo arco, localizado y acima da linha neutra é dado por:

$$L' = (\rho - y) \cdot \theta \quad (4.19)$$

Assim, uma vez que antes da deformação estes dois arcos eram coincidentes, o alongamento é obtido a partir de:

$$\delta = L' - L \quad (4.20)$$

Substituindo-se (4.19) vem que:

$$\delta = -y \cdot \theta \quad (4.21)$$

Por sua vez, a extensão longitudinal ε_x é dada por:

$$\varepsilon_x = \frac{\delta}{L} = -\frac{y}{\rho} \quad (4.22)$$

Analisa-se agora as tensões e as deformações em Regime Elástico.

Considere-se que todas as tensões normais são inferiores à tensão de cedência característica do material, ou seja, que não ocorrem deformações permanentes.

É válida assim a Lei de Hooke e tem-se que:

$$\sigma_x = E \cdot \varepsilon_x \Leftrightarrow \sigma_x = -\frac{y}{\rho} E \quad (4.23)$$

Substituindo na equação do momento em torno de z (4.17), vem que:

$$\begin{aligned} M &= \int -y \left(-\frac{y}{\rho} E \right) dA = \frac{E}{\rho} \int y^2 \cdot dA \Rightarrow \\ \Rightarrow M &= \frac{E \cdot I}{\rho} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Se se substituir (4.23) em (4.24), obtém-se:

$$\sigma_x = -\frac{M}{I} y \quad (4.25)$$

Assim, a tensão máxima é dada por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{W} \quad (4.26)$$

Com,

I : momento de inércia da secção;

$W = \frac{I}{c}$: módulo de resistência;

c : maior distância à linha neutra.

Tem-se, então, a equação da superfície neutra é dada por:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M(x)}{EI}$$

Que para uma viga encastrada sujeira a uma carga, P , aplicada na sua extremidade toma a forma:

$$\frac{1}{\rho} = - \frac{P \cdot x}{E \cdot I}$$

Apresentam-se então os resultados obtidos nas Simulações Estáticas efetuadas ao equipamento.

Em primeiro lugar, procedeu-se à análise e simulação das colunas-guia do elevador. Esta análise teve como principal fundamento comprovar que estas teriam capacidade para suportar os esforços a que estavam sujeitas.

Nas simulações às colunas-guia do equipamento, a carga aplicada consistiu na força que as rodas do carro da plataforma de transporte exercem sobre os perfis das mesmas, considerando-se aplicada numa área aproximada à área de contacto entre a roda e a superfície coluna, podendo-se observar na Figura 4.16 a representação esquemática do problema estático.

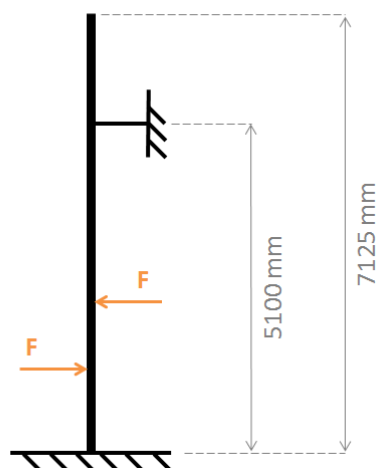


Figura 4.16 - Esquematisação do problema estático numa posição genérica.

O cálculo da força exercida pelas rodas foi efetuado com base na igualdade entre o binário da força exercido por cada roda e o momento provocado pelo carregamento. Na Figura 4.17 está apresentado o esquema de esforços envolvidos, seguida da identificação das variáveis, enquanto na equação (4.27) é apresentada a expressão para obtenção do valor da força.

$$F_{\text{estática radial máxima}} = \frac{Q \cdot L}{2 \cdot A} \quad (4.27)$$

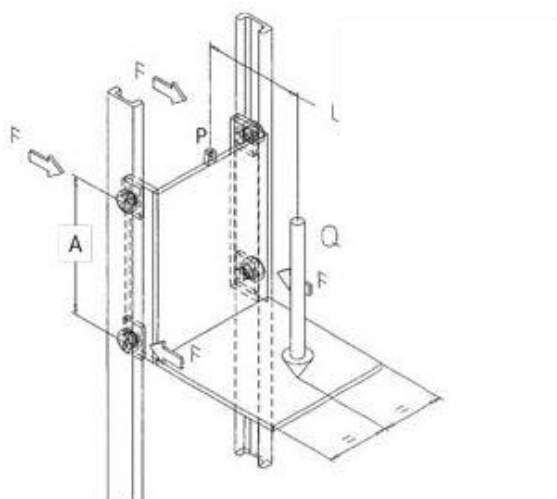


Figura 4.17 - Esquema de esforços resultantes do carregamento da plataforma de transporte [15].

Designando-se,

Q : carga transportada, em N;

L : distância entre o ponto de amarração e o centro da área de aplicação da carga, em mm;

A : distância vertical entre as rodas, em mm.

Tal como apresentado na Figura 4.18, para o caso em estudo, tem-se que:

$$Q = 7657,5 \text{ N}$$

$$L = 727,5 \text{ mm}$$

$$A = 640 \text{ mm}$$

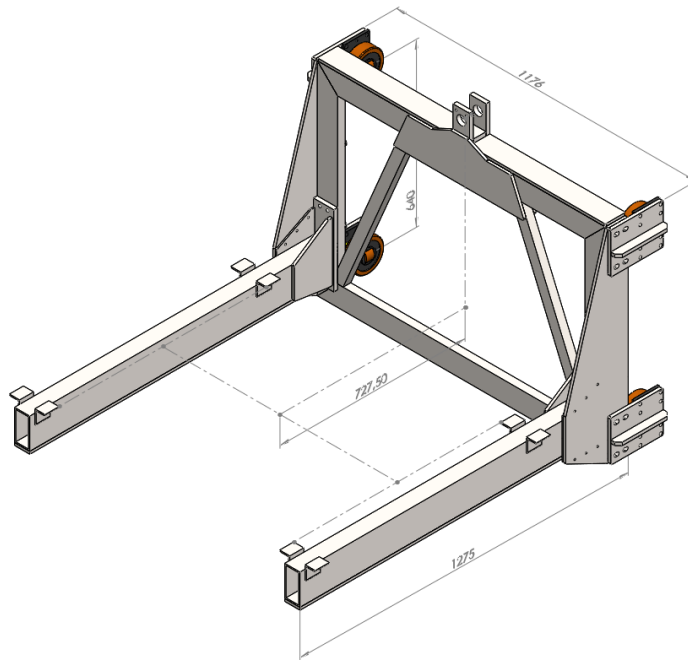


Figura 4.18 - Apresentação das dimensões presentes no cálculo da força radial exercida pelas rodas.

Assim, substituindo os valores apresentados em (4.27), obtém-se que:

$$F_{\text{estática radial máxima}} = \frac{7657,5 \cdot 727,5}{2 \cdot 640} = 4352,2 \text{ N}$$

Verificou-se desta forma, também, que as rodas utilizadas são indicadas para o esforço que irão suportar, uma vez que têm de dado de catálogo capacidade máxima para uma carga radial de 4500 N.

Realizou-se, então, a respetiva análise estática para as três posições da plataforma de transporte em estudo. Na Figura 4.19 estão apresentados esquemas do problema estático analisado.

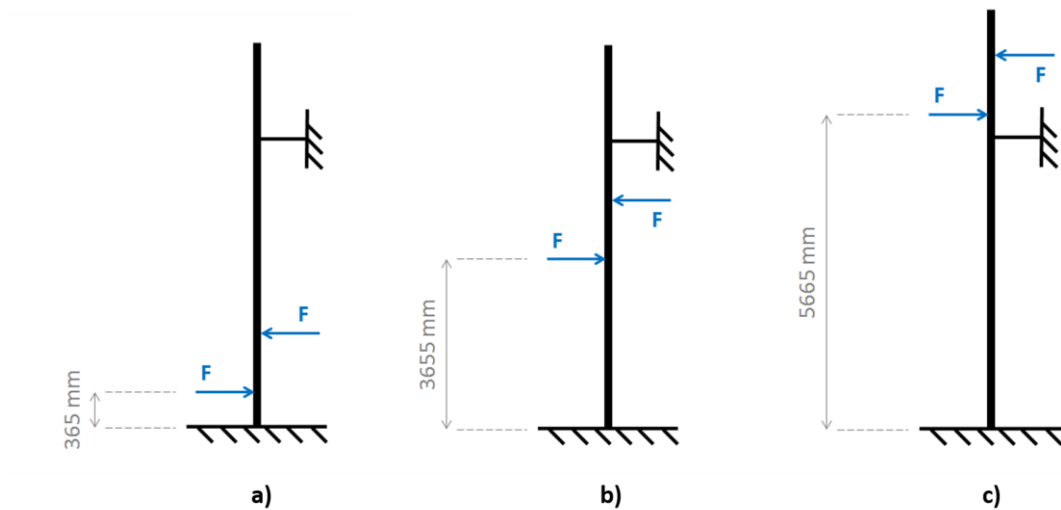
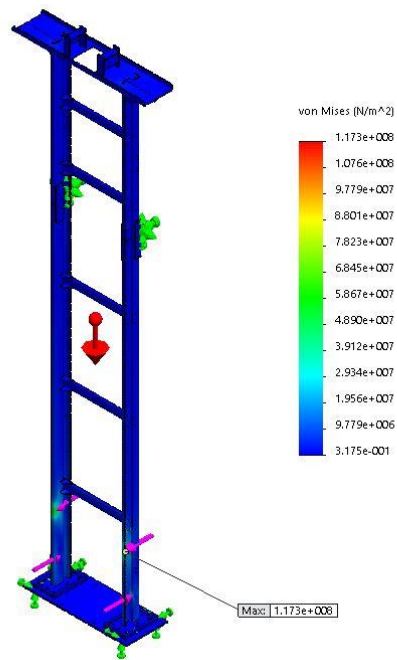
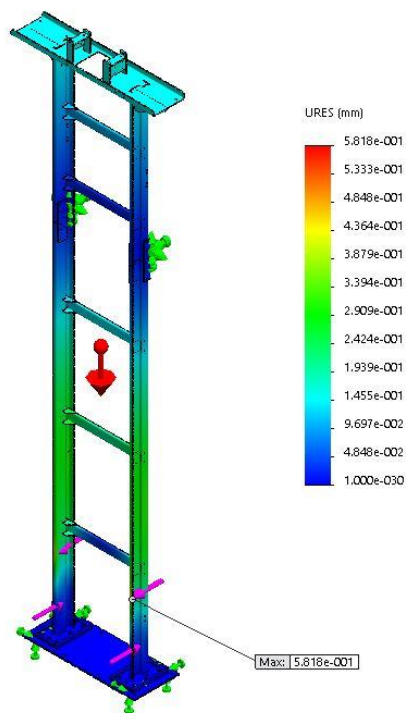


Figura 4.19 - Esquematização do problema estático: a) posição inferior; b) posição intermédia; c) posição superior.

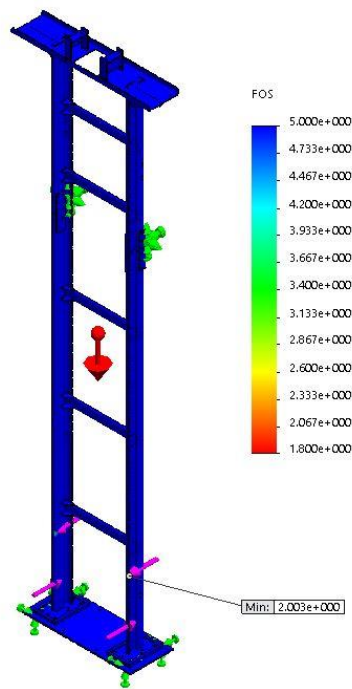
Para a primeira posição de funcionamento, a 520 mm do solo, foram obtidos os resultados apresentados na Figura 4.20.



a)



b)



c)

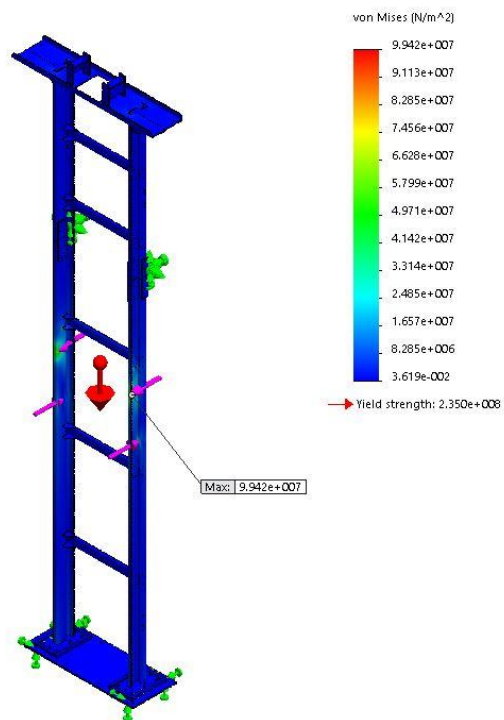
Figura 4.20 - Resultados da Simulação Estática à estrutura das colunas-guia, a 520 mm do solo, sendo: a) tensões; b) deslocamentos; c) FOS.

Foi registado um valor máximo de tensão de aproximadamente 100 MPa, localizado nas áreas de contacto das rodas superiores com a superfície das colunas-guia. Trata-se este de um valor de tensão aceitável, abaixo da tensão de cedência característica do material.

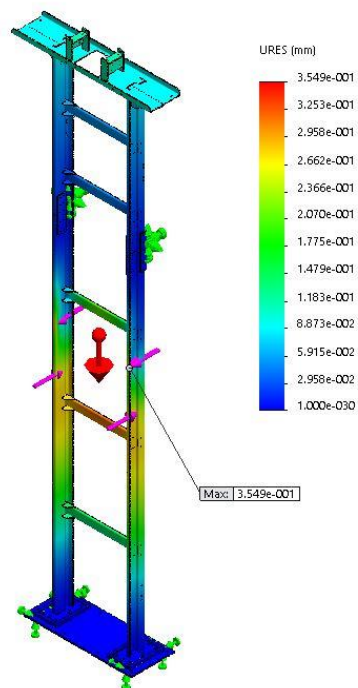
Ao nível dos deslocamentos, obteve-se um valor de deslocamento máximo de 0,6 mm. Para além de se tratar de um valor diminuto, trata-se também de um valor registado pontualmente, na zona de registo da tensão máxima.

Consequentemente foi obtido um FOS mínimo de 2, sendo este verificado no mesmo nó de registo da tensão máxima.

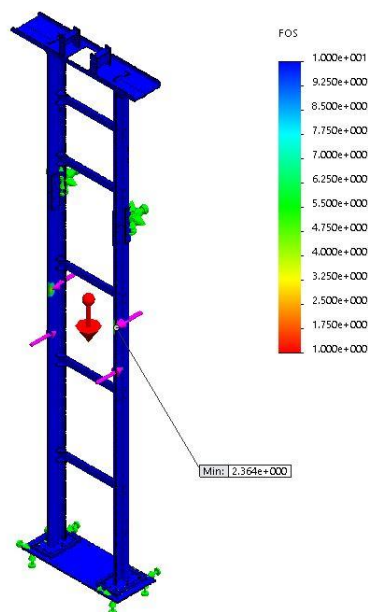
Na Figura 4.21 apresentam-se, então, os resultados obtidos na simulação da segunda posição de funcionamento deste equipamento, ou seja, a 3170 mm do solo.



a)



b)



c)

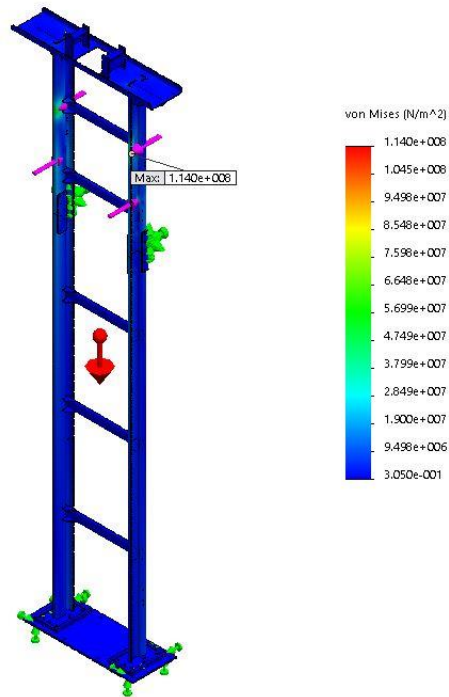
Figura 4.21 - Resultados da Simulação Estática à estrutura dos colunas-guia, a 3170 mm do solo, sendo: a) tensões; b) deslocamentos; c) FOS.

É registado, novamente, um valor baixo de tensão máxima, abaixo da tensão de cedência característica do material, isto é, regista-se uma tensão próximo de 100 MPa, nas zonas de contacto entre a superfície das rodas superiores e a superfície do perfil das colunas.

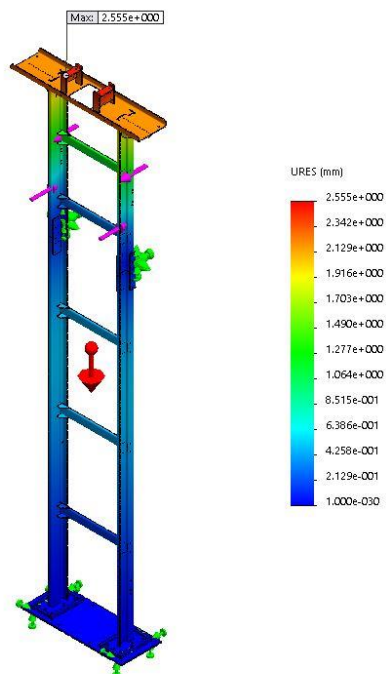
Relativamente a deslocamentos o panorama é também muito semelhante. Há registo de um deslocamento máximo, localizado, nas zonas de contacto entre as rodas superiores e as colunas, de 0,4 mm, registando-se valores ainda mais baixos nas zonas envolventes.

Comparativamente, a distribuição do FOS espelha os valores baixos de tensões registados ao longo da estrutura das colunas-guia. Regista-se um valor mínimo de FOS de 2,4, encontrando-se uma esmagadora maioria da estrutura com valores de FOS superiores a 10.

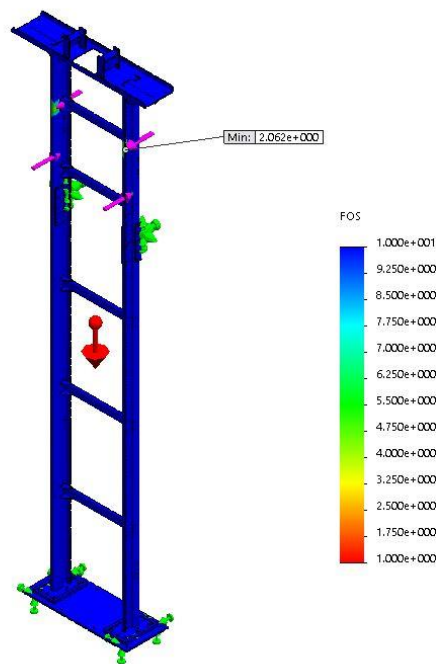
E por fim, analisou-se a terceira posição de funcionamento, a 5820 mm do solo, encontrando-se os resultados obtidos apresentados na Figura 4.22.



a)



b)



c)

Figura 4.22 - Resultados da Simulação Estática à estrutura das colunas-guia, a 5820 mm do solo, sendo: a) tensões; b) deslocamentos; c) FOS.

Foi registado um valor de tensão máxima, também este, de aproximadamente 100 MPa e registado nas áreas de contacto entre as rodas superiores e a superfície das colunas.

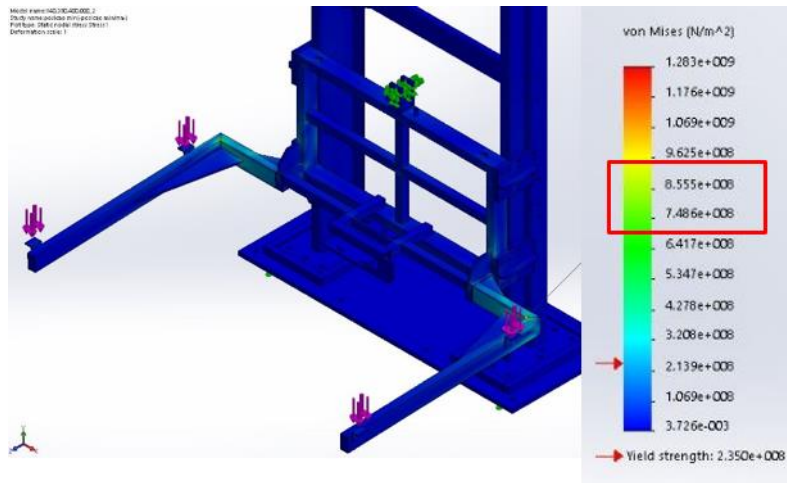
Nesta posição, o valor máximo de deslocamentos obtido não foi tão insignificante como nas posições anteriores. Registou-se um deslocamento de 2,6 mm na extremidade superior da estrutura. Contudo, uma vez não se tratar do local onde estará situada a plataforma de transporte, registando-se nessa zona valores de deslocamento próximos de 0,5 mm, continua-se a não estar perante uma situação problemática.

Ao nível dos valores de FOS registados, estes continuam a ser indicativos de uma estrutura corretamente sobredimensionada, sendo o seu valor mínimo registado de 2,1, de novo na zona de contacto entre rodas e colunas.

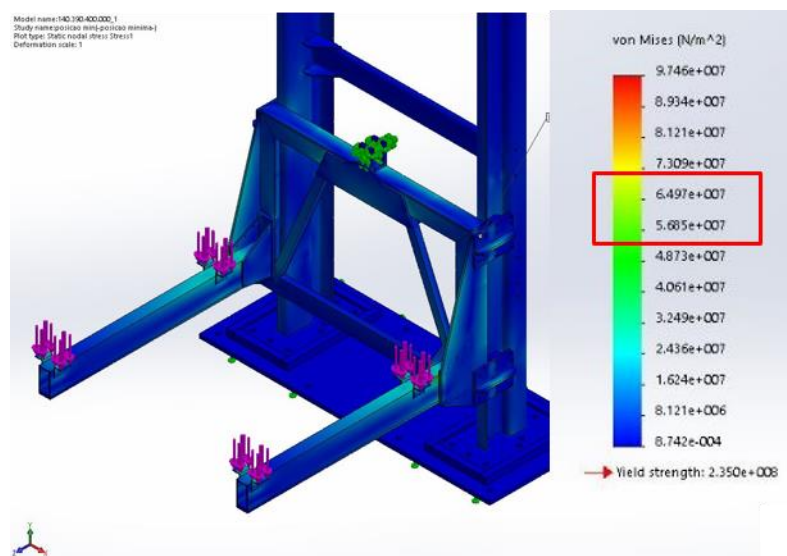
Pode-se, portanto, afirmar que esta estrutura possui condições para as funções que desempenhará, bem como, para dar resposta às solicitações a que estará sujeito.

Procedeu-se então à Simulação Estática do conjunto plataforma de transporte e colunas-guia, na primeira posição de funcionamento, ou seja, a 520 mm do solo.

Na Figura 4.23 – b) está apresentada a distribuição dos valores de tensão registados, onde se verifica um valor máximo próximo de 60 MPa.



a)



b)

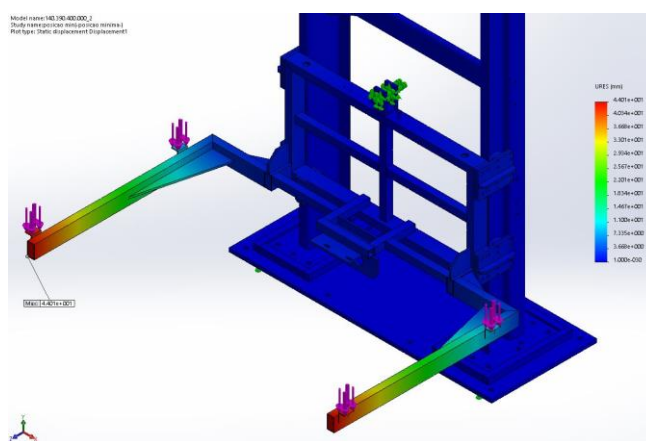
Figura 4.23 - Comparação da distribuição de tensões, a 520 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

É possível observar um decréscimo abrupto na tensão máxima registada, de 800 MPa para 60 MPa, abaixo da tensão de cedência característica do material. Identifica-

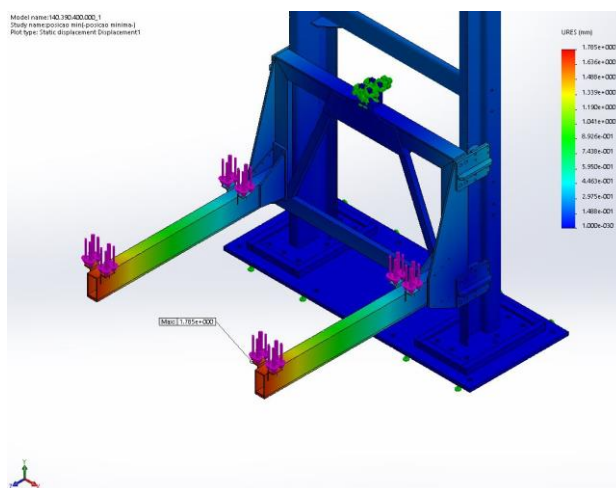
se que a nova estrutura possui uma maior rigidez, não só pela distribuição e pelos valores das tensões registadas, mas também pela localização a tensão máxima, que passou de um dos principais elementos estruturais da plataforma para as rodas do carro.

Pode-se, em parte, desprezar este facto, uma vez que as rodas se tratam de um elemento comercial, estudado e sobredimensionado pelo fabricante, e até mesmo porque, como demonstrado acima, têm capacidade para suportar o esforço a que estão sujeitas.

Relativamente aos valores de deslocamento ocorrido na estrutura, quando carregada, que se encontram apresentados na Figura 4.24 - b), regista-se um máximo de 1,8 mm.



a)



b)

Figura 4.24 - Comparação da distribuição de deslocamentos, a 520 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

Verifica-se uma diminuição de aproximadamente 96% no deslocamento, isto é, com as alterações efetuadas à estrutura da plataforma de transporte, regista-se agora um deslocamento máximo de 1,8 mm face aos 44 mm registados na estrutura inicial. Em ambas as situações, estes valores registam-se nas extremidades dos braços da cadeira da plataforma de transporte, que se trata de um elemento sujeito a flexão aquando da existência de carga em transporte.

E por fim, é mostrada na Figura 4.25 - b) a distribuição dos valores de FOS, sendo registado 2,4 como valor mínimo.

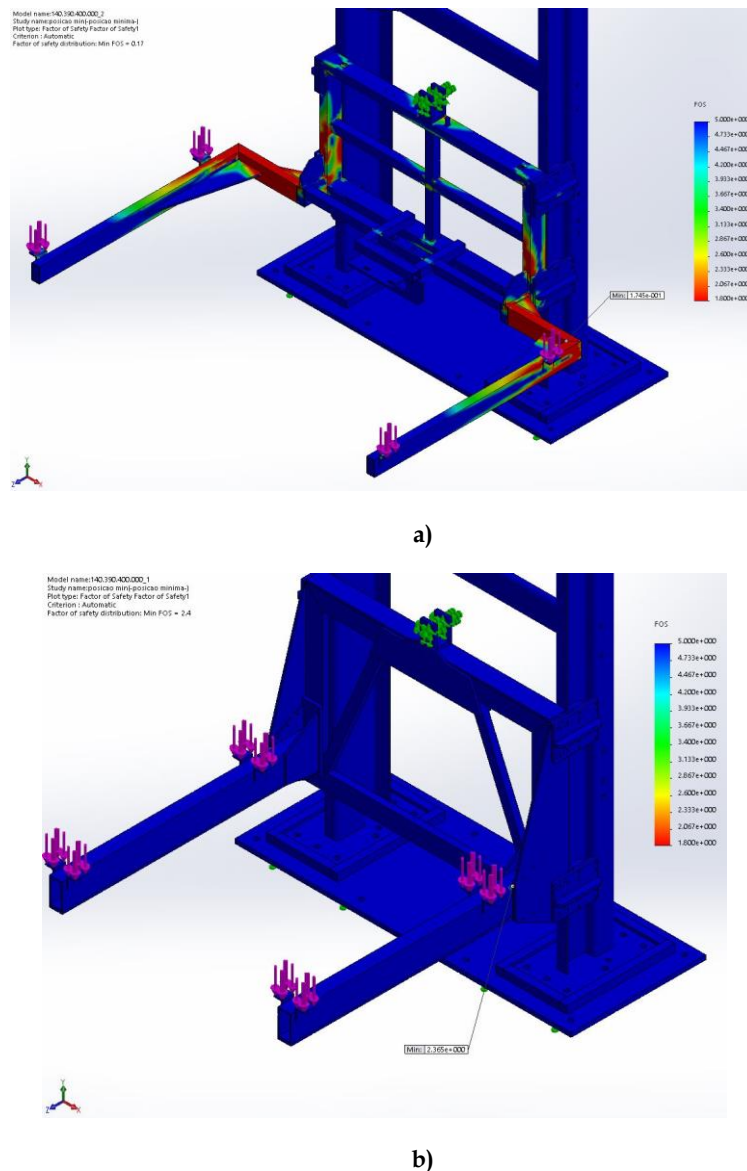
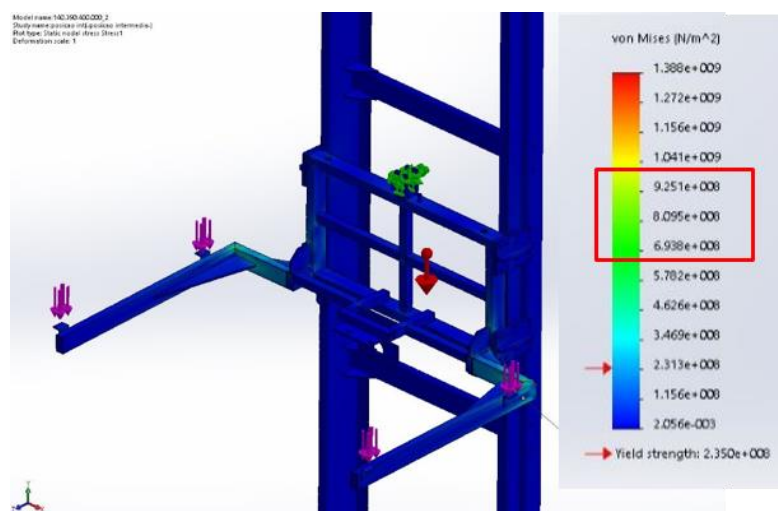


Figura 4.25 - Comparação da distribuição de FOS, a 520 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

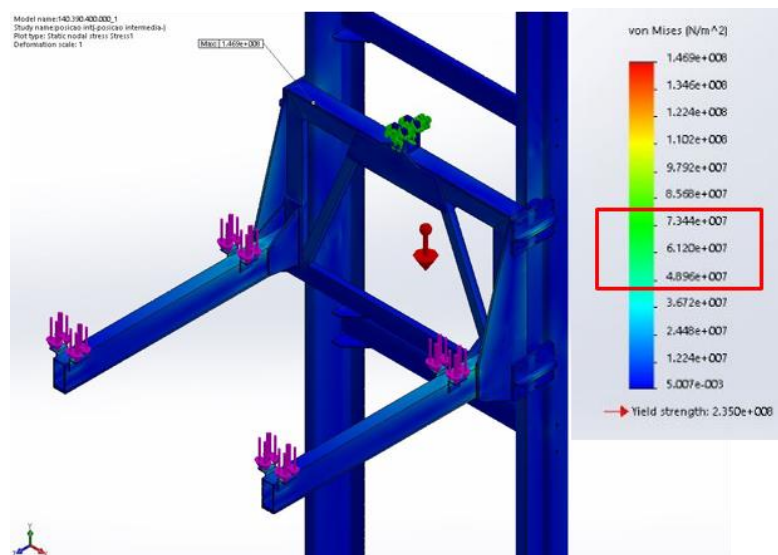
É registado um aumento significativo do FOS mínimo, passando de 0,17 para 2,4.

Sendo este aumento resultado da diminuição do valor da tensão máxima, espelha também ele um novo equipamento estruturalmente mais rígido e, por sua vez, mais estável.

Analisando-se agora a segunda posição de funcionamento, isto é, a 3170 mm do solo, encontra-se na Figura 4.26 - b) a distribuição de tensões obtida. Foi registada uma tensão máxima de aproximadamente 60 MPa.



a)

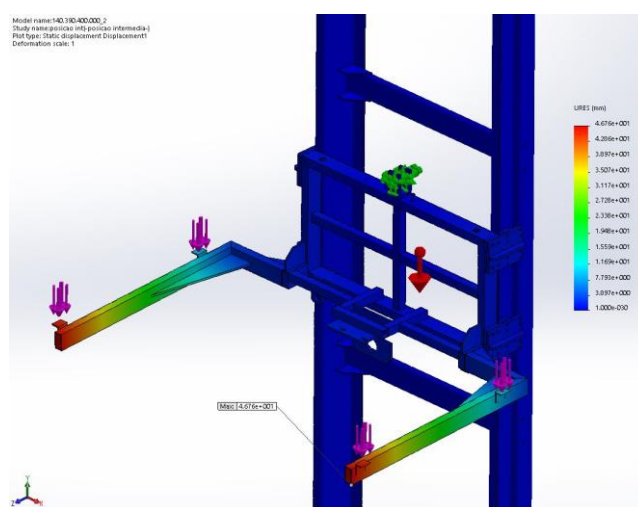


b)

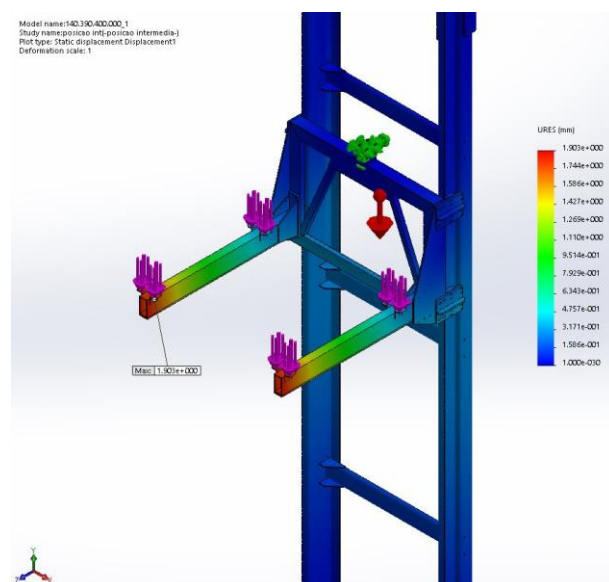
Figura 4.26 - Comparação da distribuição de tensões, a 3170 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

À semelhança do resultado obtido na posição anterior, no equipamento original a tensão máxima é registada num dos elementos estruturais de maior importância da plataforma de transporte, já na nova solução para este equipamento regista-se nas rodas do carro da plataforma, podendo ser um acontecimento desprezado.

Relativamente aos deslocamentos provocados na estrutura do equipamento pelo carregamento, como apresentado na Figura 4.27 - b), registou-se um valor máximo de 1,9 mm.



a)

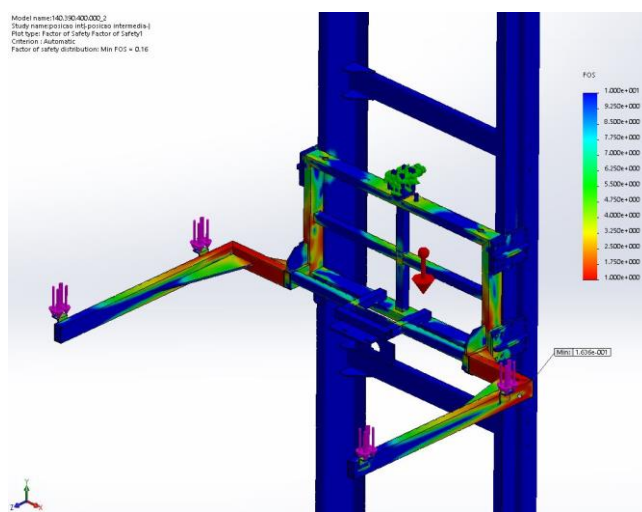


b)

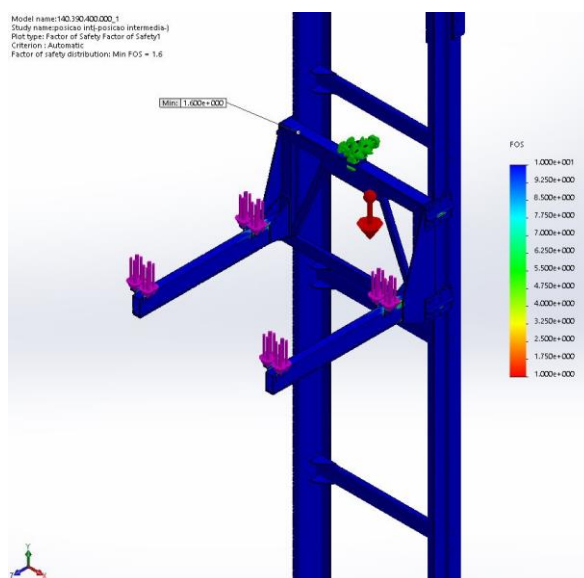
Figura 4.27 - Comparação da distribuição de deslocamentos, a 3170 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

É, uma vez mais, registada uma diminuição dos deslocamentos na estrutura da plataforma de transporte de aproximadamente 96%, ou seja, tem-se agora um deslocamento máximo registado na extremidade dos braços da cadeira da plataforma de 1,9 *mm* comparativamente com os 46,8 *mm* registados inicialmente.

Finaliza-se análise desta posição de funcionamento do equipamento com a distribuição do FOS. Na Figura 4.28 -b) estão representados os valores obtidos, onde se regista um valor mínimo de FOS de 1,6.



a)

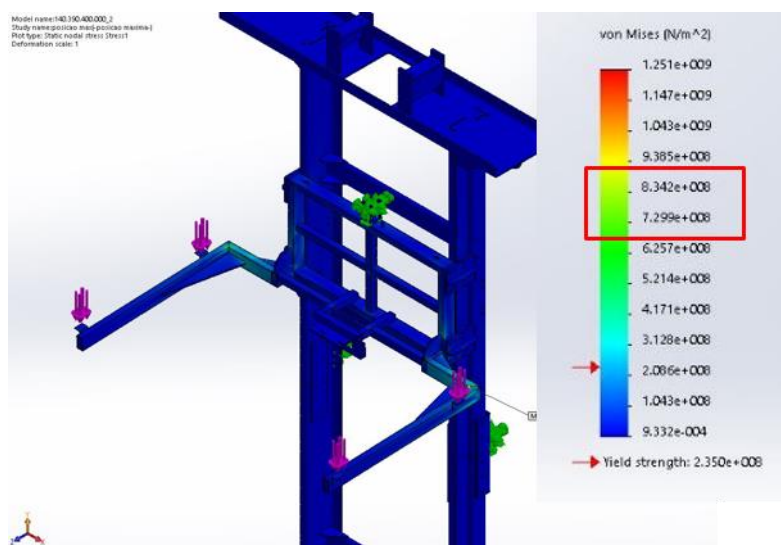


b)

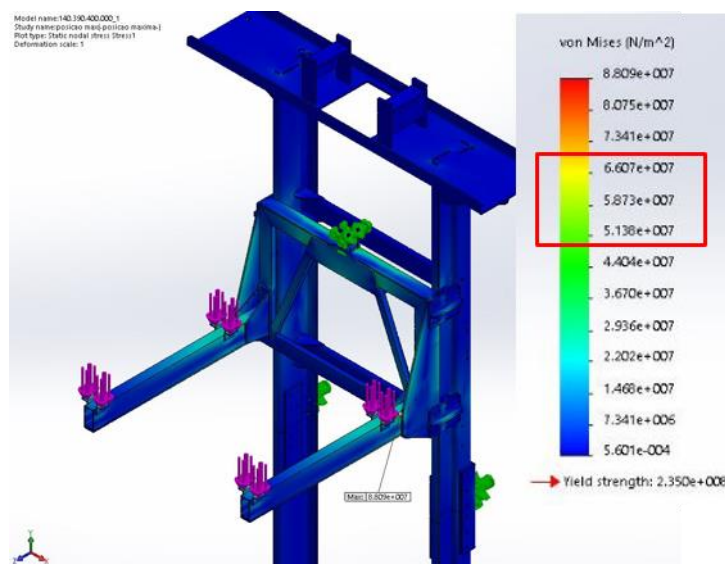
Figura 4.28 - Comparação da distribuição de FOS, a 3170 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

Nesta posição não foi verificada uma alteração tão expressiva em termos de FOS como na posição anterior, no entanto regista-se um aumento de 0,16 para 1,6.

Termina-se a análise estática com a terceira posição, isto é, encontrando-se a plataforma de transporte a 5820 mm do solo. Para esta, tal como apresentado na Figura 4.29 – b) foi obtida uma distribuição de tensões onde a máxima registada é, novamente, próxima de 60 MPa.



a)

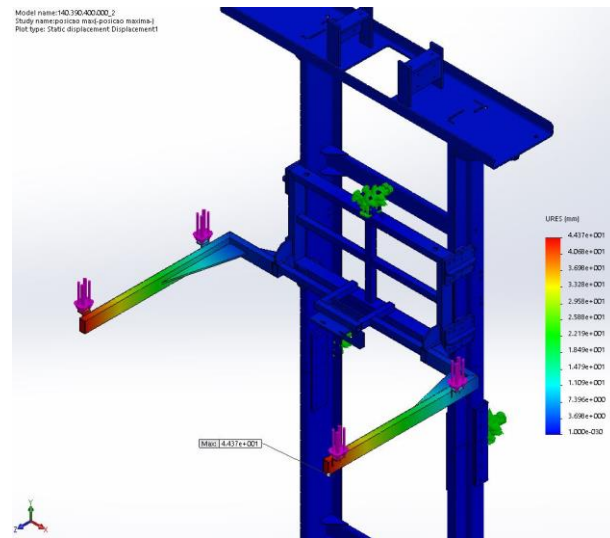


b)

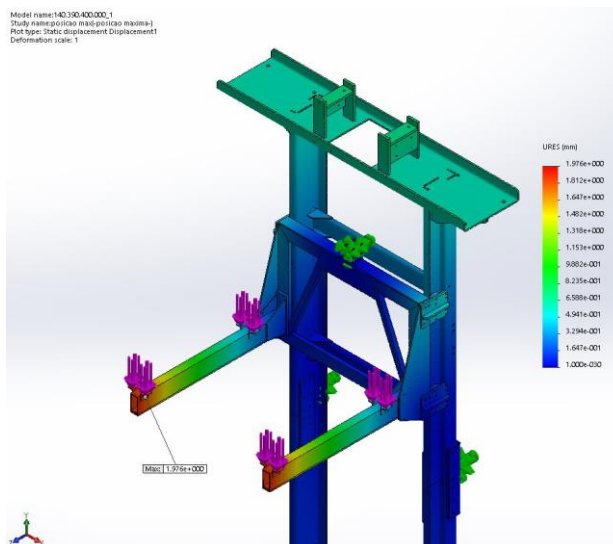
Figura 4.29 - Comparação da distribuição de tensões, a 5820 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

Nesta posição, houve uma pequena alteração na localização do nó onde se regista a tensão máxima. Tanto na estrutura do elevador original como na nova configuração, registam-se em ambos os casos em elementos estruturais da plataforma de transporte, ainda que diferentes.

Em relação aos valores de deslocamentos, foi obtido um máximo de 1,9 mm e uma distribuição de valores um pouco mais notória, tal como apresentado na Figura 4.30 – b).



a)

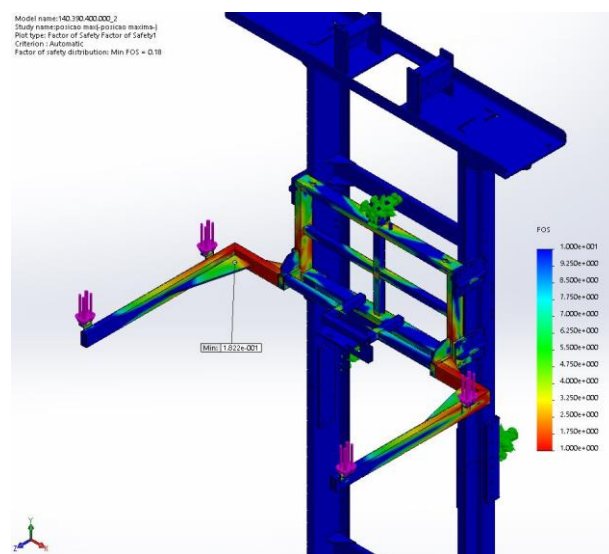


b)

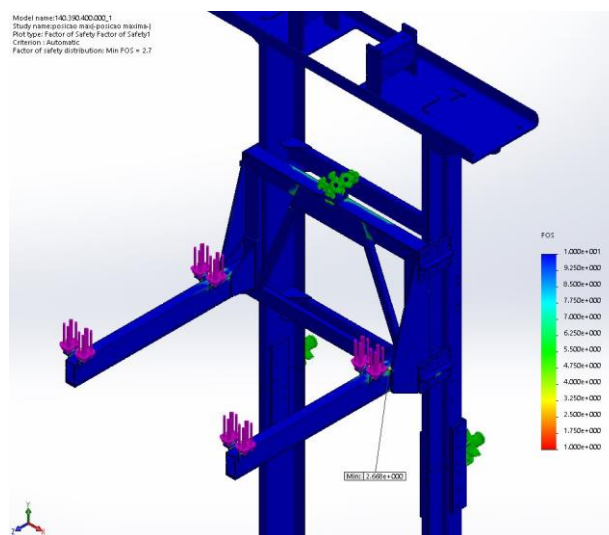
Figura 4.30 - Comparação da distribuição de deslocamentos, a 5820 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

Verifica-se uma forte diminuição dos deslocamentos na nova estrutura do equipamento comparativamente à solução original. Registam-se na nova solução, deslocamentos de 1,9 mm, na extremidade dos braços da cadeira da plataforma de transporte, face aos 44,4 mm registados no mesmo local, no equipamento original. Mantem-se assim a diminuição de 96% verificada nas simulações anteriores.

Na Figura 4.31 - b) é apresentada, por fim, a distribuição do FOS na estrutura, apresentando-se com um valor mínimo de 2,7.



a)



b)

Figura 4.31 - Comparação da distribuição de FOS, a 5820 mm do solo, entre: a) estrutura original; b) nova estrutura.

É nesta posição de trabalho do equipamento que se regista o aumento mais significativo dos valores de FOS. É verificado um aumento de 0,18 para 2,7, registado no nó onde a tensão é máxima.

A título de resumo, apresenta-se a Tabela 4.1 onde é possível comparar os resultados obtidos nas simulações realizadas à solução original e à solução otimizada.

Dada a equivalência do problema estático das três situações analisadas, os valores nelas obtidos são aproximadamente iguais.

Tabela 4.1 - Tabela resumo da Análise Estática.

	<i>Solução Original</i>	<i>Solução Otimizada</i>
$\sigma_{m\acute{a}x}$	800 MPa	60 MPa
$\delta_{m\acute{a}x}$	45 mm	1,9 mm

Segundo publicado no *Eurocódigo*, toma-se como valor de referência para o dimensionamento de uma estrutura uma tensão admissível obtida através de uma de duas equações, (4.28) e (4.29).

$$\sigma_{adm\ 1} = \frac{\sigma_{Rot}}{Coef.Seg.} \quad (4.28)$$

$$\sigma_{adm\ 2} = \frac{\sigma_{ced}}{Coef.Seg.} \quad (4.29)$$

Sendo (4.28) calculada para um valor de coeficiente de segurança de 3 e (4.29) calculada para um coeficiente de segurança de 1,5 ou 2.

Substituindo os valores de tensão de rotura e de cedência, e os valores de coeficiente de segurança nas respetivas equações, obtêm-se dois valores para a tensão admissível:

$$\sigma_{adm\ 1} = \frac{360}{3} = 120 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm\ 2} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa}$$

É possível observar que foram obtidos, na análise realizada, valores de tensões de von Mises inferiores à tensão admissível, calculada por qualquer um dos métodos apresentados anteriormente.

Não só foram registados valores de deslocamento pequenos, dentro dos valores de aceitação, como também se registaram valores de tensão inferiores à tensão admissível para o dimensionamento da estrutura, calculada segundo o *Eurocódigo*.

4.5 Verificação Dinâmica

Depois de analisada estaticamente a nova estrutura do equipamento, procedeu-se à verificação dinâmica dos resultados da mesma.

Esta análise dinâmica foi efetuada através do cálculo das frequências naturais da estrutura e dos seus valores de amplitude de oscilação. Este cálculo efetua-se através da análise modal da estrutura.

Para se determinar o modelo modal é necessário conhecer as características físicas da estrutura e do equipamento mecânico. Estas características são representadas pelas matrizes massa, amortecimento e rigidez do sistema, que constituem o seu modelo modal para podermos mais complexo, como é o caso do equipamento em estudo. Tipicamente, estas matrizes são obtidas usando técnicas de discretização como o FEM [11].

Fazendo, agora, uma abordagem geral ao **modelo modal de sistemas amortecidos**, encontra-se a particular vantagem de se usar o modelo de amortecimento proporcional na análise de estruturas ou equipamentos mecânicos, uma vez que os modos de vibração em estudo são idênticos os modos obtidos num sistema não-amortecido. Isto é, têm os mesmos modos de vibração e frequências naturais muito semelhantes [11].

Desta forma, a equação do movimento para um sistema com N graus de liberdade (DOF) é dada por:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (4.30)$$

Sendo,

$[M]$: matriz massa, de ordem $N \times N$;

$[C]$: matriz amortecimento, de ordem $N \times N$;

- $[K]$: matriz rigidez, de ordem $N \times N$;
- $\{\ddot{x}(t)\}$: vetor aceleração, de ordem $N \times 1$;
- $\{\dot{x}(t)\}$: vetor velocidade, de ordem $N \times 1$;
- $\{x(t)\}$: vetor deslocamento, de ordem $N \times 1$;
- $\{f(t)\}$: vetor excitação, de ordem $N \times 1$.

Estando presente o típico problema de valores e vetores próprios, é possível obter-se os N valores próprios do problema que são as frequências naturais do sistema ($\overline{\omega}_r, r = 1, N$) e os respectivos N vetores próprios que são os vetores dos modos de vibração naturais do sistema ($\psi, r = 1, N$). Estes vetores tratam-se da representação da deformada do sistema para cada uma das frequências naturais.

A solução do problema pode ser expressa por duas matrizes, $[\overline{\omega}_r]$, $N \times N$, que é uma matriz diagonal, onde os valores são frequências naturais, e $[\Psi]$, $1 \times N$, que é a matriz onde cada coluna correspondo aos vetores dos modos de vibração, respetivamente:

$$[\overline{\omega}_r^2] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \omega_N^2 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

$$[\Psi] = [\psi_1 \quad \cdots \quad \psi_N] \quad (4.32)$$

Estas duas matrizes, apresentadas em (4.31) e (4.32), constituem o modelo modal do sistema. O modelo da estrutura amortecida consiste assim nas frequências naturais e nos modos de vibração.

Sendo a equação (4.30) homogénea e de coeficientes constantes, possui uma solução da forma:

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (4.33)$$

Sendo $\{X\}$ o vetor das amplitudes de vibração, de dimensão $N \times 1$. Esta solução assume que o sistema vibra com movimentos síncronos.

Considerando, por sua vez, que a estrutura é excitada por um conjunto de forças sinusoidais, todas com a mesma frequência, mas com amplitudes e fases diferentes, o vetor excitação apresenta-se da forma:

$$\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t} \quad (4.34)$$

$\{F\}$ e $\{X\}$ são vetores de ordem $N \times 1$ com amplitudes complexas mas constantes no tempo.

No caso da matriz amortecimento resultar da combinação linear entre as matrizes massa e rigidez, pode ser expressa pela seguinte equação:

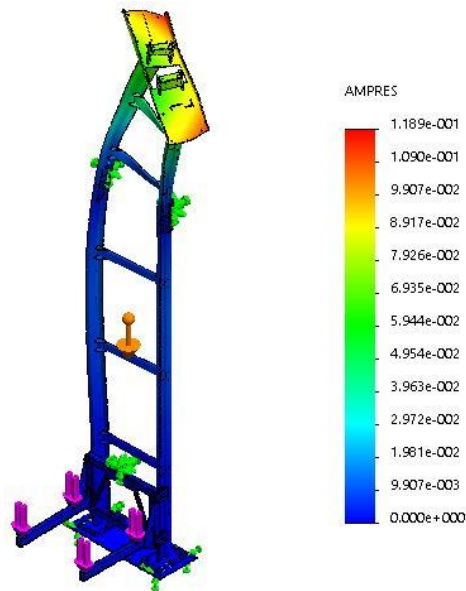
$$[C] = \beta[K] + \gamma[M] \quad (4.35)$$

Pode-se, então, escrever a resposta forçada da forma:

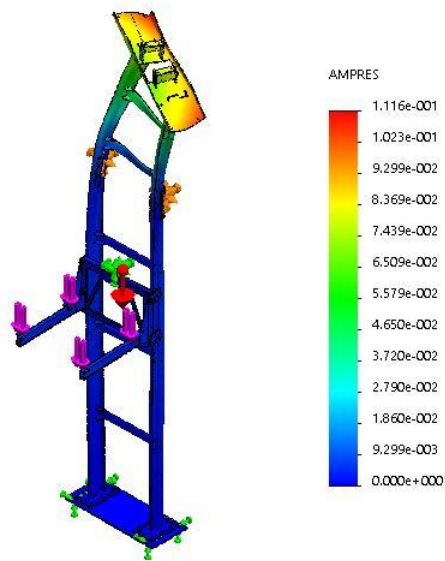
$$\{X\} = [[K] - \omega^2[M] + i\omega[C]]^{-1}\{F\} \quad (4.36)$$

Posto isto, realizaram-se, também desta vez, três Simulações de Frequências, uma para cada posição de funcionamento, calculando-se cindo modos de vibração para este equipamento.

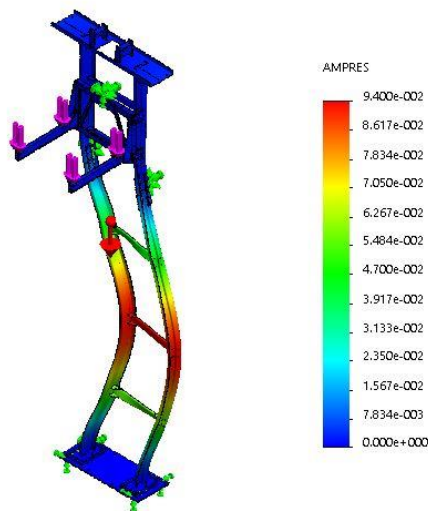
Apresenta-se, então, na Figura 4.32 e na Tabela 4.2, a comparação dos resultados do primeiro modo de vibração, para as três posições de funcionamento.



a)



b)



c)

Figura 4.32 - Comparação da distribuição de oscilações no primeiro modo de vibração, nas três posições: a) 520 mm; b) 3170 mm; c) 5820 mm.

Tabela 4.2 - Tabela resumo dos valores obtidos para o primeiro modo de vibração.

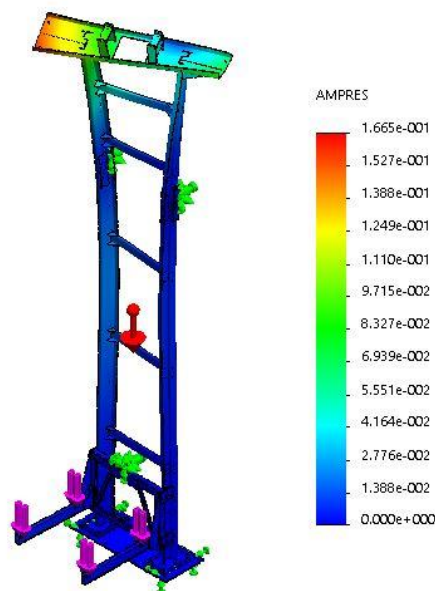
	1ª Posição	2ª Posição	3ª Posição
<i>Frequência Natural</i>	13,05 Hz	13,24 Hz	18,79 Hz
<i>Amplitude Resultante Máxima</i>	0,12 mm	0,11 mm	0,09 mm

Da primeira para a segunda posição de funcionamento são verificadas poucas alterações nos resultados obtidos. Tanto a frequência natural como a amplitude resultante máxima de oscilação mantêm-se aproximadamente com o mesmo valor, registando-se esta última no mesmo local da estrutura.

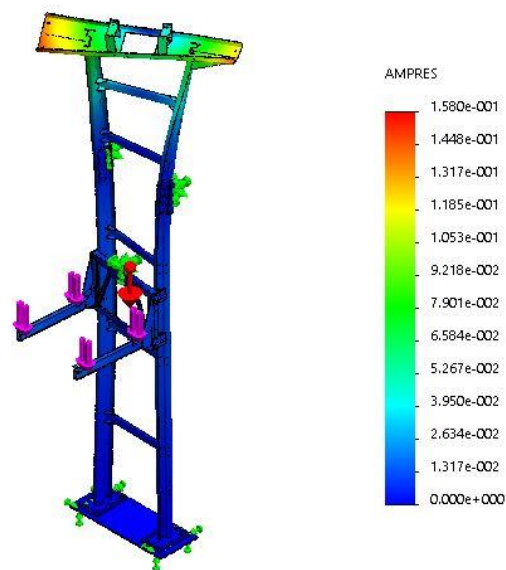
Na terceira posição de funcionamento o panorama altera-se. Aqui, a plataforma de transporte encontra-se no local onde nas posições anteriores se registavam as oscilações, observando-se que esta zona da estrutura está agora isenta de oscilações.

Analisando estes acontecimentos, contata-se a estabilidade da estrutura do equipamento. As oscilações registadas têm valores muito pequenos, praticamente imperceptíveis quando este se encontra em funcionamento. O facto da posição da plataforma de transporte anular as oscilações registadas, noutras posições da mesma, comprova que esta, principalmente quando carregada, tem a capacidade de dissipar as oscilações ocorridas à frequência natural, ou seja, dissipando também as oscilações provocadas pela própria movimentação. Este acontecimento é designado de *Amortecimento Estrutural ou Histerético*.

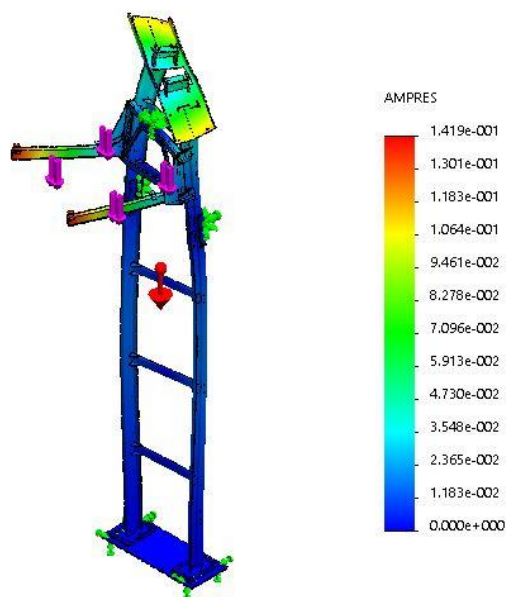
Apresentam-se e comparam-se agora os resultados relativos ao segundo modo de vibração desde sistema. Na Figura 4.33 e na Tabela 4.3 encontram-se representados o respetivo resultado para as três posições de funcionamento.



a)



b)



c)

Figura 4.33 - Comparação da distribuição de oscilações no segundo modo de vibração, nas três posições: a) 520 mm; b) 3170 mm; c) 5820 mm.

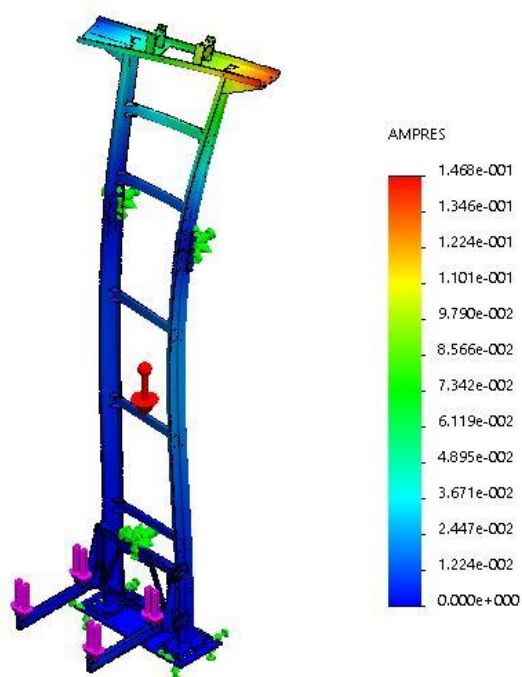
Tabela 4.3 - Tabela resumo dos valores obtidos para o segundo modo de vibração.

	<i>1ª Posição</i>	<i>2ª Posição</i>	<i>3ª Posição</i>
<i>Frequência Natural</i>	14,88 Hz	15,63 Hz	23,32 Hz
<i>Amplitude Resultante Máxima</i>	0,17 mm	0,16 mm	0,14 mm

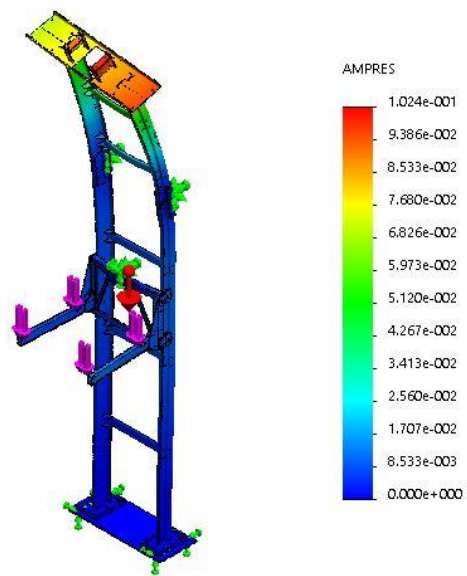
Neste modo de vibração volta-se a observar semelhanças nos resultados obtidos para a primeira e para a segunda posição de funcionamento. Verifica-se a ocorrência de oscilações na mesma zona da estrutura, bem como, valores de frequência natural e de amplitude máxima semelhantes.

Na terceira posição de funcionamento voltam a ocorrer diferenças, embora a localização da plataforma de transporte não provoque uma alteração significativa no que respeita à localização das oscilações. Verifica-se nesta posição uma oscilação de baixa amplitude provocada por uma frequência natural elevada, dificilmente alcançada em condições normais de funcionamento do equipamento.

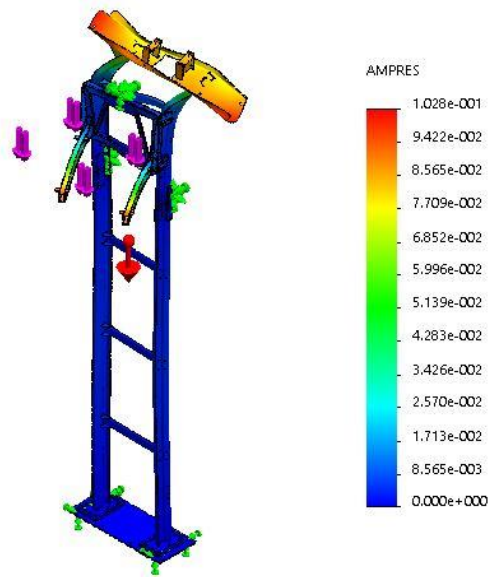
Relativamente ao terceiro modo de vibração os seus resultados podem ser analisados de acordo com o apresentado quer na Figura 4.34, quer na Tabela 4.4.



a)



b)



c)

Figura 4.34 - Comparação da distribuição de oscilações no terceiro modo de vibração, nas três posições: a) 520 mm; b) 3170 mm; c) 5820 mm.

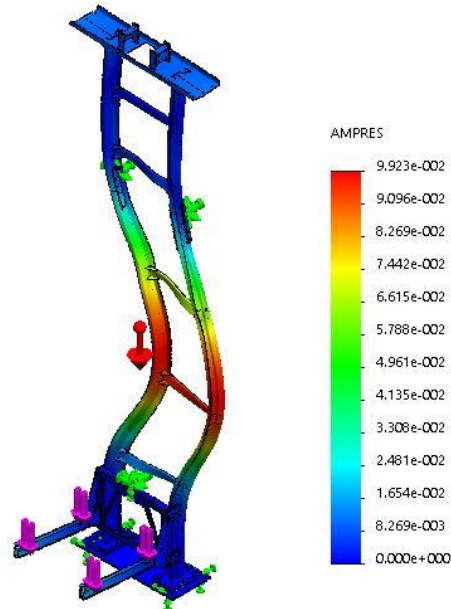
Tabela 4.4 - Tabela resumo dos valores obtidos para o terceiro modo de vibração.

	<i>1ª Posição</i>	<i>2ª Posição</i>	<i>3ª Posição</i>
<i>Frequência Natural</i>	15,03 Hz	16,50 Hz	27,02 Hz
<i>Amplitude Resultante Máxima</i>	0,15 mm	0,10 mm	0,10 mm

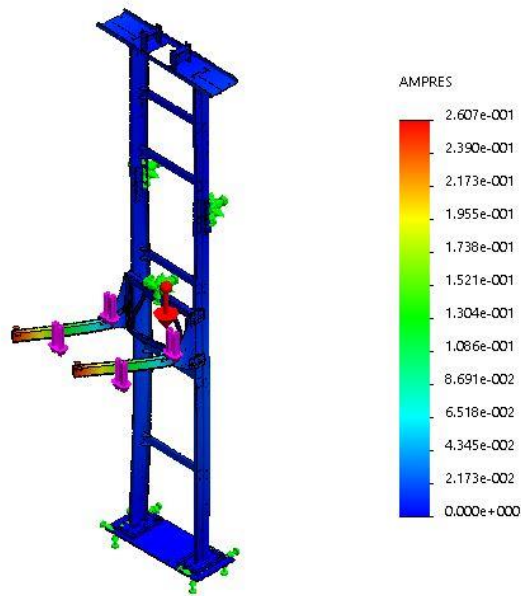
Neste modo de vibração pouco se altera no que respeita à localização das oscilações e à sua amplitude máxima. Nas três posições os valores são bastante similares, voltando a observar-se que na terceira posição a localização da plataforma permite dissipar pouco as referidas oscilações.

Em todo o caso, tratam-se de frequências naturais altas, difíceis de alcançar, e amplitudes resultantes máximas muito pequenas, assemelhando-se em tudo às naturais vibrações do equipamento em funcionamento.

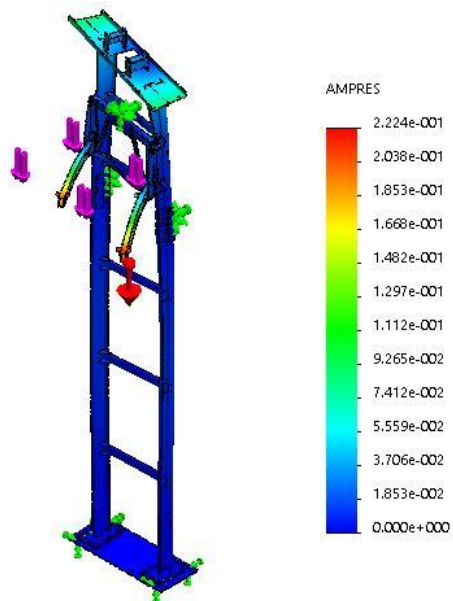
É possível observar os valores obtidos, desta vez, para o quarto modo de vibração, presentes na Figura 4.35 e na Tabela 4.5.



a)



b)



c)

Figura 4.35 - Comparação da distribuição de oscilações no quarto modo de vibração, nas três posições: a) 520 mm; b) 3170 mm; c) 5820 mm.

Tabela 4.5 - Tabela resumo dos valores obtidos para o quarto modo de vibração.

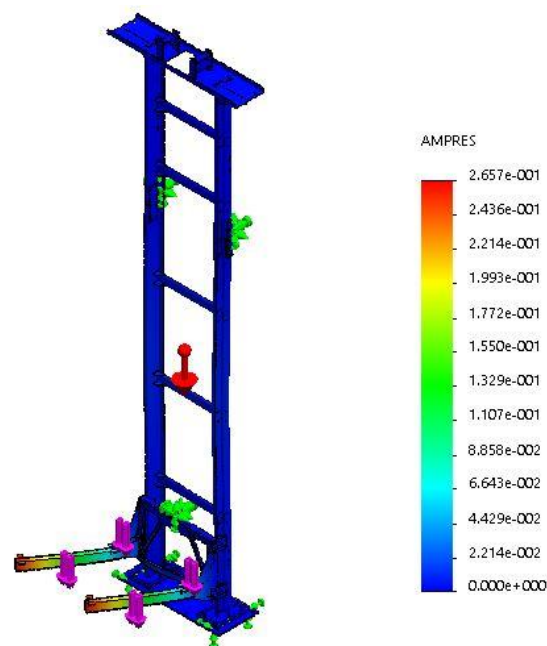
	<i>1ª Posição</i>	<i>2ª Posição</i>	<i>3ª Posição</i>
<i>Frequência Natural</i>	24,10 Hz	26,29 Hz	29,79 Hz
<i>Amplitude Resultante Máxima</i>	0,10 mm	0,26 mm	0,22 mm

Embora se registem algumas alterações na localização das oscilações, neste modo de vibração, estas não são significativas. As amplitudes de oscilação, à semelhança dos modos de vibração anteriores, permanecem com valores baixos.

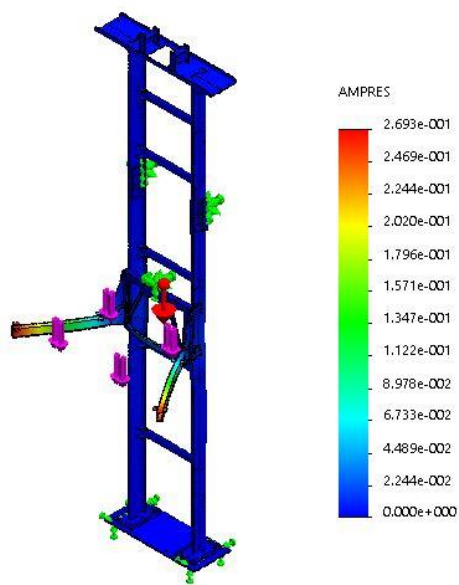
Verifica-se, uma vez mais, a capacidade da localização da plataforma de transporte, quando carregada, de dissipar as oscilações registadas, como observado da primeira para a segunda posição de funcionamento.

Relativamente à oscilação registada nos braços da cadeira da plataforma de transporte, para além o valor da sua amplitude máxima não ser de todo elevado, ainda pode vir a ser mitigado pela existência do transportador, sobre estes, em condições normais de funcionamento do equipamento.

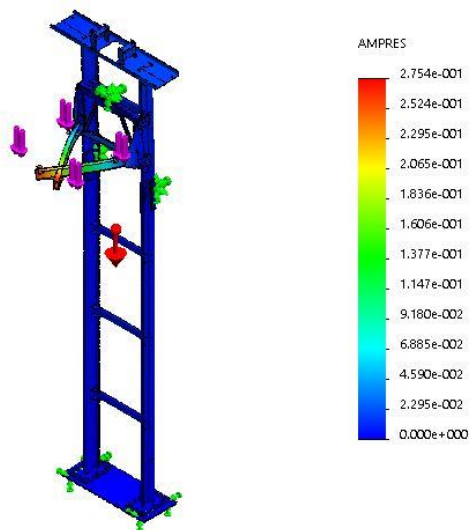
Analisa-se, por fim, o quinto modo de vibração, estando presentes os seus resultados na Figura 4.36 e na Tabela 4.6 apresentadas.



a)



b)



c)

Figura 4.36 - Comparação da distribuição de oscilações no quinto modo de vibração, nas três posições: a) 520 mm; b) 3170 mm; c) 5820 mm.

Tabela 4.6 - Tabela resumo dos valores obtidos para o quinto modo de vibração.

	1ª Posição	2ª Posição	3ª Posição
<i>Frequência Natural</i>	27,77 Hz	27,80 Hz	30,23 Hz
<i>Amplitude Resultante Máxima</i>	0,27 mm	0,27 mm	0,28 mm

Neste modo de vibração, todos os resultados obtidos são muito semelhantes. Tanto os valores de frequência natural como os de amplitude máxima de oscilação são bastante próximos nas três posições de funcionamento do equipamento.

As oscilações são reduzidas e as frequências naturais elevadas. As vibrações registam-se, em ambos os casos, nos braços da cadeira da plataforma de transporte, sendo ainda mais diminutas aquando da instalação do transportador sobre estes.

Sabe-se que, para que não ocorra o colapso de uma estrutura, isto é, para que não ocorra o fenómeno de ressonância, é necessário que em funcionamento o equipamento não possua frequências iguais às suas frequências naturais, ou seja, que funcione a frequências inferiores ou superiores a estas.

Neste caso, os cinco modos de vibração determinados no estudo da estrutura do equipamento nas diferentes posições de funcionamento, são caracterizados por frequências naturais relativamente elevadas, frequências dificilmente atingíveis em condições ditas normais de funcionamento.

Relativamente às oscilações observadas, para além dos seus valores se aproximarem das oscilações sentidas aquando da movimentação do equipamento, é possível verificar que o posicionamento da plataforma de transporte influencia a propagação das mesmas. Trata-se da consequência do fenómeno de Amortecimento Estrutura ou Histerético, também podendo ser identificado como amortecimento natural.

Recorrendo ao cálculo do período de uma oscilação, apresentado na equação (4.37), é possível determinar o tempo que o equipamento demora até estabilizar.

$$T = \frac{1}{f} \quad (4.37)$$

Sendo,

T : período, em s;

f : frequência, em Hz.

Uma vez que as grandezas são inversamente proporcionais, efetua-se o cálculo do período para a menor frequência natural registada. Sendo esta de 13,05 Hz e substituindo em (4.36), vem que:

$$T = \frac{1}{13,05} \approx 0,076 \text{ s}$$

Admitindo que o equipamento sofre 4 oscilações até que estabilize, obtém-se um tempo de estabilização de,

$$t_{estabilização} = 0,076 \cdot 4 = 0,304 \text{ s} \quad (4.38)$$

Dado o tempo necessário para que o equipamento estabilize, como determinado em (4.38), e o facto das amplitudes de oscilação registadas serem baixas, é possível verificar a rigidez e estabilidade do equipamento.

4.6 Síntese do Capítulo

Foi possível, neste capítulo, demonstrar os problemas de estabilidade detetados na solução original deste equipamento, através da análise estática que lhe foi efetuada.

Depois de desenvolvido um processo iterativo e de encontrada uma solução otimizada para o problema, procedeu-se a análise estática da mesma e a uma posterior verificação dinâmica.

Conseguiu-se provar a sua rigidez e estabilidade. Através da análise estática desenvolvida obtiveram-se valores de tensão máxima inferiores à tensão admissível tomada como referência para o dimensionamento da estrutura e valores de deslocamentos também eles baixos, abaixo dos 2 mm considerados como deslocamento máximo para o correto desempenho do equipamento. Já através da análise dinâmica, realizada para verificação, obtiveram-se valores de oscilação consideravelmente baixos, aproximando-se das oscilações ocorridas quando em movimento, e também valores de frequências naturais elevados, difíceis de alcançar, que traduzem tempos de estabilização pequenos.

5 Conclusões e Trabalho Futuro

5.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões retiradas da elaboração de todo o trabalho inerente a esta Dissertação.

Serão também efetuadas propostas de trabalho futuro relativas, quer ao equipamento em estudo quer aos demais que a ele estão interligados.

5.2 Conclusões

Apresentam-se de seguida as principais e mais relevantes conclusões retiradas acerca do equipamento original e do novo equipamento projetado.

Relativamente ao elevador original:

Os graves problemas estruturais deste equipamento somente foram detetados aquando da sua instalação e do seu primeiro funcionamento, evidenciados pelas fortes vibrações observadas. Procedeu-se então a uma análise estática à estrutura do equipamento. Comprovando-se, assim, a fragilidade da estrutura do mesmo.

Verificou-se que o componente problemático era a plataforma de transporte. Possuía uma estrutura pouco rígida, com elementos estruturais dispostos de forma incorreta, introduzindo-se momentos de torsão à estrutura, aquando do seu carregamento, que por sua vez originavam a amplificação da flexão existente nos braços da cadeira da plataforma. Assim, evidenciava-se ainda mais a sua instabilidade e os deslocamentos que sofria, a par com um estado de tensão muito elevado.

Já em relação ao novo elevador projetado:

Em primeiro lugar, verificou-se que as colunas-guia do elevador original teriam capacidade e condições estruturais para suportar as solicitações a que estariam sujeitas.

Com a nova plataforma de transporte, depois de efetuadas a análise estática e de frequência comprovou-se a estabilidade e a rigidez de toda a estrutura.

Primeiramente, conseguiram-se obter valores de tensões abaixo da tensão de cedência característica do material e deslocamentos da estrutura baixos, dentro dos parâmetros de aceitação para este tipo de equipamento. Em segundo lugar, com a análise de frequência obtiveram-se frequências naturais elevadas, difíceis de atingir em condições normais de funcionamento do equipamento, e constatou-se, para além das reduzidas oscilações registadas, que na zona onde será transportada a carga, ocorrerá o amortecimento natural das mesmas, demonstrando estabilidade do equipamento em funcionamento.

Conseguiu-se, portanto, encontrar uma solução para o equipamento danoso. Porém, envolve a substituição integral da plataforma de transporte do elevador, e não só a sua reparação em obra.

5.3 Propostas de Trabalho Futuro

Concluído o trabalho desta Dissertação e analisado o equipamento em estudo, surge a proposta de otimização do mecanismo que garante o posicionamento da plataforma de transporte no momento da transferência da carga para os equipamentos seguintes na linha de montagem.

Mesmo estando a estrutura do elevador dimensionada e projetada para que se minimizem as perdas de posição no momento da carga ou descarga, estas ocorrem sempre, por mais diminutas que sejam.

Propõem-se, então, a otimização do mecanismo atualmente utilizado, por forma a que seja o mais simples e eficaz possível.

5.4 Síntese do Capítulo

Em suma, terminado todo este trabalho, está-se perante um novo equipamento, otimizado, sem dúvida, relativamente à sua configuração original, mas que alberga outras possibilidades de melhoria e otimização.

Referências Bibliográficas

- 1] [C. Teixeira, P. Urze e T. Machado, *Linha de Montagem: um olhar sobre o trabalho compassado*, Lisboa: Celta Editora, 2008.
- 2] [R. B. Chase e N. J. Aquilano, *Gestão de produção e das operações: perspectiva do ciclo da vida*, Lisboa: Monitor, 1995.
- 3] [INTEL, “IAPMEI,” 2005. [Online]. Available: http://www.iapmei.pt/resources/download/bim/diagnostico_automovel_doc15.pdf. [Acedido em 8 Abril 2015].